



UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética

MEMORIA DE TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO DE DOCTOR POR LA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL: TECNOLOGÍAS DE
DISEÑO Y PRODUCCIÓN INDUSTRIAL



**Análisis Numérico del Comportamiento Termo-
Hidráulico de los Aceites Dielectricos Alternativos en
Devanados Tipo Disco de Transformadores de Potencia**

Agustín Santisteban Díaz

Directores de la tesis:

**Alfredo Ortiz Fernández
Fernando Delgado San Román**

Santander, 2019

“Lo que sabemos es una gota de agua; lo que ignoramos es el océano.”

I. Newton

Agradecimientos

El desarrollo de esta tesis, a pesar de ser un trabajo individual, no hubiera sido posible sin el apoyo y colaboración de todas aquellas personas cercanas a uno.

En primer lugar, quisiera agradecer a mis directores de tesis, Fernando Delgado y Alfredo Ortiz, por todo el apoyo y la orientación recibida durante la realización de este trabajo. También quisiera agradecer al grupo GITEP de la Universidad de Cantabria por integrarme dentro de su grupo y proporcionarme los medios necesarios para el trabajo desarrollado.

También quisiera agradecer al departamento de Resarch & Development de EFACEC por permitirme pasar tres meses en sus instalaciones de Oporto, ampliando así mi formación, y por toda la ayuda y el buen trato recibido por su parte, especialmente a Hugo, Márcio, Erika, Ana y Sandra.

Por último, agradecer a mi familia y amigos todo el ánimo otorgado para lograr la finalización de esta tesis.

A todos ellos, gracias.



Resumen



Resumen

En esta tesis se ha modelado térmicamente varios devanados tipo disco, habitualmente utilizados en transformadores de potencia, inmersos en dos tipos de fluidos dieléctricos; a saber, un aceite mineral y varios líquidos dieléctricos alternativos basados en ésteres. Esta labor se ha realizado mediante dos técnicas numéricas, la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y los Modelos de Redes Termo-Hidráulicas (THNM).

En primer lugar, justificar la importancia del modelado térmico. Uno de los principales factores que condicionan el funcionamiento de cualquier dispositivo, sea o no eléctrico, es su temperatura de trabajo. El caso de los transformadores de potencia no es diferente, pues es esta temperatura la que condiciona, entre otros factores, la vida útil de los materiales que lo constituyen. Así pues, aunque posteriormente se desarrollará este tópico con mayor detalle, determinar la distribución de temperaturas y su máximo en los devanados de un transformador de potencia es de suma importancia, ya que es en esta parte donde se sufren las mayores temperaturas.

Asimismo, se ha mencionado el empleo de líquidos dieléctricos alternativos al aceite mineral en los estudios de esta tesis. La consideración de estos fluidos, cuyo uso actual en transformadores de potencia es escaso, ya que muy pocas unidades emplean este fluido y es con carácter experimental, se fundamenta en la búsqueda de soluciones a los dos principales inconvenientes del aceite mineral: sus bajos puntos de inflamación e ignición y su mala biodegradabilidad. Así, los aceites basados en ésteres naturales y sintéticos son los líquidos dieléctricos que mejor solucionan estos inconvenientes.

Ya se ha mencionado que la temperatura acelera el deterioro de los materiales que constituyen el transformador. Entre estos materiales, es el aislante celulósico de los devanados el más crítico, ya que su deterioro supone en la gran mayoría de los casos el fin de la vida útil del dispositivo. Es por ello por lo que los estudios sobre la vida útil del transformador se basan principalmente en la medición del daño sufrido por el papel, principalmente mediante la determinación de su resistencia mecánica. Así, cuando esta propiedad alcanza un cierto valor mínimo, el transformador debería de ser retirado, finalizando así su vida útil.

Para que el transformador tenga una vida útil igual a su vida estimada, la temperatura a la que se somete el aislante celulósico es de suma importancia, ya que un aumento de ésta supone una reducción considerable de la mencionada vida estimada. Por este motivo, el modelado térmico de transformadores se vuelve una tarea a realizar tanto por

fabricantes en las etapas de diseño como por los usuarios en su operación. Entre las técnicas de modelado térmico que existen, en esta tesis se utilizan las dos mencionadas anteriormente: CFD y THNM.

La técnica CFD se basa en la resolución de las ecuaciones diferenciales que rigen el flujo de fluidos y la transferencia de calor. Para ello se utiliza la herramienta matemática denominada Método de Elementos Finitos o en su lugar el Método de Volúmenes Finitos. Generalmente para llevar a cabo este tipo de análisis, se emplea un software específico, que permite obtener información acerca de las temperaturas en el devanado y de las velocidades y presiones del fluido dieléctrico. Para ello se han fijado como condiciones de entrada el flujo másico y la temperatura del aceite, tanto para aceite mineral como para los fluidos alternativos. Finalmente, se han comparado los resultados obtenidos.

De los análisis CFD realizados en esta tesis se han extraído los siguientes puntos:

- Los ésteres naturales y sintéticos considerados producen una temperatura de punto caliente menor que el aceite mineral. Esto se debe a que tienen mejores propiedades térmicas.
- La pérdida de carga producida por el aceite mineral en el devanado del transformador es inferior a la producida por los ésteres. Esto se debe principalmente a la mayor viscosidad de estos últimos.
- Las modificaciones en el circuito de refrigeración afectan de forma diferente las temperaturas y velocidades en el devanado, dependiendo del fluido que se esté considerando. Es decir, el aumento del número de pasos del devanado o del flujo másico de entrada reducen la temperatura de punto caliente. Sin embargo, esta reducción es de mayor magnitud en el caso del aceite mineral que en el de los ésteres.

En relación al método THNM, éste se basa en la resolución de los principios de conservación que definen el flujo de fluidos y en la transferencia de calor. A diferencia del método CFD, esta técnica resuelve estos principios expresados en forma de ecuaciones algebraicas. Este hecho supone que el tiempo necesario para su resolución

sea menor, del orden de segundos o minutos frente a días en el caso del CFD. Sin embargo, la precisión que ofrece esta técnica es menor que la que ofrece el CFD.

A diferencia del CFD, donde existen softwares para su empleo, el modelo THNM ha de ser desarrollado completamente, implementando el código para poder realizar el análisis. En esta tesis se ha desarrollado un modelo THNM y se ha comprobado la precisión del mismo por medio de una comparación de sus resultados con los proporcionados por un modelo CFD análogo previamente resuelto.

Los resultados de la comparación entre ambas técnicas resultan satisfactorios. En el caso del aceite mineral, los resultados del modelo THNM están dentro de los márgenes de error observados en la bibliografía especializada. En el caso de los líquidos alternativos, indicar que no se ha encontrado bibliografía especializada que pueda ser utilizada como referencia para establecer los márgenes de error aceptables para este tipo de fluidos. Así pues, se han aceptado como correctas las desviaciones aceptadas para el aceite mineral. Aplicando este criterio, los errores observados entre ambos tipos de modelos para los líquidos alternativos están dentro de este rango.

De lo anteriormente desarrollado se infiere que un modelo THNM como el propuesto en esta tesis es una herramienta útil en la fase de diseño del transformador, ya que proporciona resultados similares a los obtenidos con un análisis CFD en un corto plazo de tiempo. Además, se ha comprobado que el modelo sirve tanto para aceite mineral como para ésteres naturales y sintéticos.



Abstract



Abstract

In this thesis, thermal modelling of several power transformers with disc type windings has been carried out. These transformers were immersed in two different kind of fluids, mineral oil and alternative dielectric liquids based on esters. This task has been developed by using two different numerical techniques: Computational Fluid Dynamics (CFD) and Thermal Hydraulic Network Modelling (THNM).

First, it is necessary to understand the importance of thermal modelling. One of the main factors that condition the operation of any device, whether electrical or not, is its working temperature. The case of power transformers is not different, because it is this temperature that involves, among other factors, the aging of the transformer components. Although this topic will be discussed later, determining the temperature distribution and the hot spot temperature in the windings becomes important, since the highest temperatures are located in this part of the transformer.

Likewise, it has been mentioned that the use of alternative dielectric liquids has been considered for the work developed in this thesis. The consideration of these fluids, whose current use is not extended since few experimental units are using this type of liquid, is based on the idea of searching for a solution to two main disadvantages of mineral oil: its low flash and ignition point and its low biodegradability. Natural and synthetic esters are the main dielectric liquids that solve these disadvantages.

It has been mentioned that temperature is involved in the aging of transformer components. Between these components, the most critical is the winding insulating paper, because its degradation leads to the device end of life in most of the cases. That is the reason why the studies of transformer end of life are based on paper aging measurement, mainly based on measuring its mechanical strength. It has been established that when paper mechanical strength reaches a minimum limit, it means the transformer end of life.

For transformer lifetime being equal to expected, insulating paper temperature becomes important, since an increase of this temperature means a considerable reduction of transformer estimated lifetime. For this reason, transformer thermal modelling becomes an important task for manufacturers, in design steps, as well as utilities, for its operation. Between the existing thermal modelling techniques, in this work have been used the two previously mentioned, CFD and THNM.

CFD technique is based on the solution of the differential equations that govern the fluid flow and heat transfer. For that, they use the Finite Element Method or, in case, the Finite Volume Method. Generally, this kind of analysis is carried out with a CFD-based software and they give information of winding temperatures and dielectric fluid velocities. In these analyses, the inlet conditions are the mass flow and the oil temperature at the inlet, and are the same for mineral oil and for alternative liquids. Finally, the results have been compared.

From the CFD analyses performed in this thesis, some points have been extracted:

- The natural and synthetic esters considered in this work have lower hot-spot temperatures than mineral oil. This fact is produced because the thermal properties of esters are better than mineral oil.
- Pressure drop produced for mineral oil in the transformer winding is always lower than the produced for esters. This is mainly due to the higher viscosity of the latter.
- Modifications on the cooling circuit affect the winding in a different way, depending on the fluid that is being considered. That is, when increasing the number of passes of the winding or increasing the inlet mass flow, the hot-spot temperature decreases. However, this reduction of hot-spot temperature is bigger in magnitude with mineral oil than with esters.

Regarding the THNM technique, it is based on the solution of the conservation principles that govern the fluid flow and heat transfer effects. Unlike CFD, in this technique these principles are expressed as algebraic equations instead of differential equations. That fact makes the solution time needed for THNM models is lower, of the order of seconds or minutes versus days in the case of CFD. However, the accuracy of this technique is lower than the offered by CFD analysis.

Unlike CFD, where there exist software for model development, THNM models have to be developed by users and the code has to be implemented to perform the analyses. In this thesis, a THNM model has been developed and its accuracy has been tested by comparing its results with the offered by an analogous CFD analysis.

The results from the comparison between both techniques are satisfying, according to the deviations observed in the bibliography, in case of mineral oil. However, in the case of alternative liquids there are no works that consider this possibility, so it has been established that, since the deviations are similar to the obtained with mineral oil, the results are satisfying also for natural and synthetic esters.

Índice

1. Introducción	3
1.1. Marco de referencia.....	3
1.2. Descripción del problema	5
1.3. Objetivo de la tesis	6
2. Estado del arte	9
2.1. Eficiencia y pérdidas en los transformadores.....	9
2.1.1. Pérdidas en los transformadores	9
2.1.2. Eficiencia en los transformadores	11
2.2. Vida útil del transformador	12
2.3. Medida de la degradación del papel	13
2.4. Estimación de la vida del transformador	14
2.5. Determinación de la temperatura de punto caliente	15
2.5.1. Diagrama térmico	15
2.5.2. Por medición directa	18
2.6. Modelos térmicos dinámicos del transformador	19
2.6.1. Cálculo según Norma IEEE	19
2.6.2. Cálculo según Norma IEC	22
2.6.3. Analogía con circuitos eléctricos.....	24
2.7. Modelos térmicos estáticos del transformador	26
2.7.1. Modelos CFD.....	28
2.7.2. Modelos THNM.....	30
2.8. Resumen	32
3. CFD	35
3.1. Introducción	35
3.2. Fundamento teórico.....	35
3.2.1. Flujo de fluidos	35
3.2.2. Transferencia de calor	36

3.3.	Metodología de análisis CFD	37
3.3.1.	Elaboración de la geometría	38
3.3.2.	Discretización de la geometría.....	39
3.3.3.	Configuración del modelo	42
3.3.4.	Resolverdor	43
3.3.5.	Post-procesado	45
3.4.	Estudios previos	46
3.4.1.	Validación del modelo 2D	46
3.4.2.	Estudio de independencia de la malla sobre los resultados	48
3.5.	Comparación termo-hidráulica de un aceite mineral y dos ésteres naturales	51
3.5.1.	Caso base	54
3.5.2.	Influencia de la configuración del devanado	60
3.5.3.	Influencia del flujo másico de entrada.....	70
3.6.	Comparación de un aceite mineral con un éster natural y un éster sintético	75
3.6.1.	Modelo 2D	77
3.6.2.	Modelo 3D	82
4.	THNM	93
4.1.	Introducción	93
4.2.	Equilibrio térmico del transformador	93
4.3.	Fundamento teórico del THNM aplicado a devanados.....	96
4.3.1.	Red hidráulica.....	97
4.3.2.	Red térmica	100
4.3.3.	Solución de las redes	103
4.4.	Resolución de casos.....	105
4.5.	Comparación con CFD	107
4.5.1.	Aceite mineral.....	107
4.5.2.	Fluidos alternativos.....	109
4.6.	Resultados THNM	112

4.6.1.	Comparación de un aceite mineral, un éster natural y un éster sintético....	
	112
4.6.2.	Ajustes en la velocidad de entrada según la pérdida de carga	115
5.	Conclusiones	121
5.1.	Conclusiones específicas	121
5.2.	Conclusiones generales.....	125
6.	Contribuciones y trabajos futuros.....	129
6.1.	Contribuciones.....	129
6.2.	Líneas de investigación futuras.....	131
7.	Referencias	135

Listado de figuras

Figura 2.1 Ciclo de histéresis del núcleo del transformador.

Figura 2.2 Curva de rendimiento del transformador.

Figura 2.3 Diagrama térmico.

Figura 3.1 Esquema del devanado de un transformador tipo disco.

Figura 3.2 Representación geométrica del devanado de un transformador tipo disco.

Figura 3.3 Detalle de la discretización de una geometría en elementos rectangulares.

Figura 3.4 Resultados gráficos obtenidos del post-procesado de un análisis.

Figura 3.5 Comparación de temperaturas del modelo con la referencia propuesta.

Figura 3.6 Comparación de la distribución del flujo másico del modelo con la referencia propuesta.

Figura 3.7 Comparación de los resultados de las mallas.

Figura 3.8 Representación geométrica en 3D de dos discos del devanado de un transformador de potencia.

Figura 3.9 Representación gráfica de las tres mallas empleadas para el estudio de independencia de la malla.

Figura 3.10 Esquema del devanado empleado en el estudio.

Figura 3.11 Variación de las propiedades de los fluidos con la temperatura.

Figura 3.12 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 3.13 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en los discos.

Figura 3.14 Representación de las temperaturas del fluido.

Figura 3.15 Distribución del flujo másico por los canales radiales del devanado.

Figura 3.16 Distribución de la temperatura media de los discos para el caso de la configuración en 5 pasos.

Figura 3.17 Representación gráfica de las temperaturas en los discos.

Figura 3.18 Representación gráfica de las temperaturas en el fluido.

Figura 3.19 Temperatura de punto caliente obtenida con cada configuración estudiada.

Figura 3.20 Distribución de las temperaturas medias de los discos para las configuraciones estudiadas.

Figura 3.21 Valor del factor de punto caliente para las configuraciones estudiadas.

Figura 3.22 Caída de presión en el devanado para cada uno de los casos analizados.

Figura 3.23 Presión térmica obtenida en el devanado.

Figura 3.24 Distribución de las temperaturas medias de los discos para cada una de las condiciones de entrada analizadas.

Figura 3.25 Distribución del flujo másico a través de los canales radiales.

Figura 3.26 Esquema del devanado empleado en el estudio.

Figura 3.27 Representación del mallado en el modelo.

Figura 3.28 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en el devanado.

Figura 3.29 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 3.30 Entrada del fluido a canales radiales.

Figura 3.31 Distribución del flujo másico por los canales radiales.

Figura 3.32 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en el devanado.

Figura 3.33 Representación gráfica de las temperaturas en el fluido.

Figura 3.34 Entrada del fluido a canales radiales.

Figura 3.35 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 3.36 Distribución del flujo másico por los canales radiales.

Figura 4.1 Esquema del circuito de refrigeración de un transformador de potencia.

Figura 4.2 Devanado tipo disco y la red hidráulica equivalente de uno de sus pasos.

Figura 4.3 Red térmica equivalente de un disco del devanado de un transformador.

Figura 4.4 Diagrama para el proceso de resolución de la red termo-hidráulica de un devanado.

Figura 4.5 Introducción de parámetros geométricos del devanado.

Figura 4.6 Introducción de las propiedades de los materiales empleados en el análisis térmico del transformador.

Figura 4.7 Imagen de la discretización empleada en la red termo-hidráulica.

Figura 4.8 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 4.9 Distribución del flujo másico por canales radiales.

Figura 4.10 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 4.11 Distribución del flujo másico por canales radiales.

Figura 4.12 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 4.13 Distribución del flujo másico por canales radiales.

Figura 4.14 Caída de presión en el devanado.

Figura 4.15 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

Figura 4.16 Distribución del flujo másico por canales radiales.

Listado de tablas

Tabla 1.1 Nomenclatura de los sistemas de refrigeración.

Tabla 2.1 Exponentes para el cálculo de la temperatura máxima.

Tabla 2.2 Valores de las constantes para los tipos de refrigeración.

Tabla 2.3 Analogía de circuitos eléctrico, térmico e hidráulico.

Tabla 2.4 Clasificación de las referencias de modelado térmico.

Tabla 3.1 Resultados del test de independencia de la malla.

Tabla 3.2 Propiedades de los materiales sólidos.

Tabla 3.3 Resultados del estudio.

Tabla 3.4 Distribución de los discos en las configuraciones del devanado testeadas.

Tabla 3.5 Resultados del estudio.

Tabla 3.6 Factor de punto caliente y localización.

Tabla 3.7 Propiedades de los fluidos estudiados.

Tabla 3.8 Condiciones de contorno empleadas en el estudio.

Tabla 3.9 Resultados del estudio.

Tabla 3.10 Resultados del estudio.

Tabla 4.1 Equivalencia de las leyes de Kirchhoff en circuitos hidráulicos y eléctricos.

Tabla 4.2 Condiciones de entrada del estudio.

Tabla 4.3 Resultados del estudio.

Tabla 4.4 Resultados del estudio.



Capítulo 1. Introducción



1. Introducción

1.1. Marco de referencia

Los transformadores son dispositivos eléctricos estáticos, destinados a funcionar con corriente alterna, que permiten conectar sistemas eléctricos de tensión y corriente diferentes. Los tamaños y potencias que abarcan son muy amplios, yendo desde pequeños transformadores monofásicos hasta los grandes transformadores ubicados en las subestaciones eléctricas. Esto permite el transporte de energía eléctrica a grandes distancias. Por ejemplo, en el caso de la red eléctrica española, estos equipos permiten conectar líneas de alta tensión de hasta 400 kV para su posterior utilización en la red doméstica de 230 V. El proceso de transformación es de alto rendimiento, ya que al no haber partes móviles no existen pérdidas mecánicas, donde se pueden alcanzar valores de rendimiento de hasta el 99,7%.

Estos aparatos constan fundamentalmente de cuatro partes: el núcleo, los devanados, el sistema de refrigeración y los aisladores.

El núcleo del transformador constituye su circuito magnético. Está formado por chapas de acero al silicio laminadas en frío, sometidas a un tratamiento químico que las recubre de una capa aislante muy delgada, lo que reduce las pérdidas. Según la posición relativa del núcleo y los devanados, los transformadores se clasifican en acorazados y de columnas.

Los devanados constituyen el circuito eléctrico del transformador y, en el caso de los transformadores de potencia, se realizan con pletinas de cobre de sección rectangular recubiertos de una capa aislante, que suele constar de una o varias capas de cinta de papel. Según la disposición relativa de los arrollamientos, los devanados pueden ser concéntricos o alternados. En los devanados concéntricos, los bobinados tienen forma de cilindros coaxiales, en los que generalmente se coloca el de baja tensión en la posición más próxima a la columna. Entre ambos arrollamientos se intercala un cilindro aislante de cartón. Los devanados concéntricos son habituales en los transformadores de columnas. En los devanados alternados, los arrollamientos se subdividen en secciones de tal forma que las partes de los devanados de alta y baja tensión se suceden alternativamente a lo largo de la columna. Esta disposición es más habitual en los transformadores acorazados.

El circuito de refrigeración se encarga de disipar el calor que se genera debido a las pérdidas que se originan en el núcleo y en los devanados. Este circuito pretende evitar que se produzcan altas temperaturas en el dispositivo, que puedan afectar a la vida de los aislamientos del transformador. Por este motivo es preciso dotar al transformador de un sistema de refrigeración adecuado. Para potencias pequeñas, la superficie externa del núcleo y los devanados es suficiente para evacuar el calor, lo que da lugar a los denominados transformadores en seco. Para potencias más elevadas, ambos componentes están inmersos en un fluido refrigerante, que normalmente es aceite dentro de una cuba hermética, denominándose transformadores en baño de aceite. Estos últimos disponen de un sistema de refrigeración secundario para la evacuación del calor hacia el exterior.

El tipo de refrigeración de un transformador viene designado de acuerdo a las normas de la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC por sus siglas en inglés) por cuatro letras, tal como se muestra en la Tabla 1.1 [1]. Las dos primeras se refieren al refrigerante que está en contacto con los devanados y a su tipo de circulación, mientras que las dos últimas letras indican el refrigerante en contacto con el sistema de refrigeración exterior y su circulación. Así, un transformador designado por las letras ONAN significa que se trata de un transformador en baño de aceite por circulación natural, que a su vez está refrigerado por aire con circulación natural.

Tabla 1.1 Nomenclatura de los sistemas de refrigeración.

Letra	Significado	Letra	Significado
O	Aceite mineral o líquido aislante con punto de inflamación menor que 300°C	N	Circulación natural
L	Líquido aislante con punto de inflamación no medible	F	Circulación forzada
K	Líquido aislante con punto de inflamación mayor que 300°C	D	Circulación forzada, dirigida hacia los devanados
A	Aire		
W	Agua		

En los transformadores en baño de aceite, el fluido que se usa con mayor frecuencia es el aceite mineral. El aceite mineral procede del petróleo y consta de hidrocarburos con diferentes enlaces [2]. Se obtiene refinando una parte de los hidrocarburos recogidos durante la destilación fraccionada del petróleo. Presenta buenas propiedades dieléctricas y térmicas. Sin embargo, este fluido presenta dos inconvenientes graves. El primero de ellos es su bajo punto de ignición, en torno a 160°C, que puede dar lugar a incendios en el transformador en caso de sobrecarga puntual o permanente. El segundo de ellos es que sus vapores en ciertas condiciones forman con el aire mezclas explosivas. A estos dos inconvenientes se les añade el que, al proceder de la destilación fraccionada del petróleo, es un producto de baja biodegradabilidad, lo cual, en caso de un vertido accidental, afectaría al entorno.

Debido a estos inconvenientes, se están estudiando otros fluidos que ofrezcan la posibilidad de sustituir al aceite mineral y resolver sus inconvenientes. Estos fluidos deben de cumplir una serie de requerimientos, tales como: buenas propiedades térmicas y dieléctricas, baja viscosidad, estabilidad química y térmica, baja inflamabilidad, compatibilidad con los materiales del transformador, miscibilidad con otros líquidos, ambientalmente aceptables y de bajo coste [2]. Entre los fluidos que cumplen, al menos parcialmente, con los requisitos previamente mencionados están los aceites de siliconas, los ésteres naturales y los ésteres sintéticos.

Los aceites de siliconas son fluidos inertes y estables térmicamente con propiedades dieléctricas similares al aceite mineral. Son una familia de líquidos sintéticos conocidos químicamente como polidimetilsiloxanos. Los ésteres son fluidos alternativos formados por compuestos sintetizados de ácidos orgánicos y alcoholes. Pueden encontrarse como productos naturales o sintetizarse a partir de los anteriores. Los ésteres sintéticos tienen propiedades dieléctricas aceptables y son bastante más biodegradables que el aceite mineral. Los ésteres naturales proceden tanto de ácidos grasos saturados como de no saturados [2] y, por tanto, más biodegradables que el aceite mineral.

1.2. Descripción del problema

Las pérdidas que se producen en los transformadores aparecen como fuentes de calor en el núcleo y en los devanados dando lugar al aumento de temperatura del sistema aislante, compuesto fundamentalmente por papel y aceite. Este aumento de temperatura afecta negativamente a sus propiedades.

En el caso del aceite mineral, este aumento de temperatura se traduce en una pérdida de sus propiedades dieléctricas y térmicas. Esta pérdida de propiedades también se produce en los fluidos alternativos. Se debe principalmente a la aparición de contaminantes en el fluido, tales como carburos procedentes del papel o humedad [3]. En el caso del papel, la temperatura da lugar a su degradación, lo que se traduce en la pérdida de su resistencia mecánica. Esta degradación es conocida como envejecimiento de los materiales.

Así, para mantener la temperatura de trabajo del transformador en un rango aceptable, se necesita dotarlo de un sistema de refrigeración adecuado. Además, un buen sistema de refrigeración permite reducir el tamaño del dispositivo o hace que el mismo dispositivo pueda transmitir más potencia.

1.3. Objetivo de la tesis

El objetivo de esta tesis se centra en el modelado térmico del circuito de refrigeración de los devanados tipo disco utilizados en los transformadores de potencia. Concretamente, se estudia numéricamente el comportamiento termo-hidráulico de los nuevos fluidos dieléctricos basados en ésteres y que son alternativos al aceite mineral.

Los modelos desarrollados se centran en los devanados de los transformadores, ya que es donde se produce el mayor calentamiento y las temperaturas máximas dentro del transformador. La finalidad última de estos modelos numéricos es predecir las temperaturas que se pueden alcanzar en dichos devanados.

Para el desarrollo de los modelos mencionados se han usado las dos técnicas de modelado térmico que actualmente se aplican en el diseño y estudio de transformadores de potencia. La primera de ellas es la dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) y la segunda técnica empleada es la basada en modelos de redes termo-hidráulicas (THNM, por sus siglas en inglés). Los principios teóricos en los que se basan ambas técnicas serán explicados en detalle en capítulos posteriores. El trabajo desarrollado se ha realizado dentro del Grupo de Investigación en Transformadores Eléctricos de Potencia (GITEP) de la Universidad de Cantabria.



Capítulo 2. Estado del arte



2. Estado del arte

En este capítulo se expondrá la información obtenida en la bibliografía sobre la vida útil del transformador, que viene determinada por la degradación de los materiales, y sobre el modelado térmico aplicado a transformadores de potencia.

2.1. Eficiencia y pérdidas en los transformadores

2.1.1. Pérdidas en los transformadores

Como ya se ha mencionado, los transformadores de potencia son dispositivos con un rendimiento muy alto, superior al 99%. Sin embargo, las pérdidas que aparecen en el transformador hacen que aumente su temperatura de funcionamiento y aceleran el deterioro de sus componentes.

En una primera aproximación, las pérdidas en los transformadores se distinguen entre pérdidas en vacío y pérdidas en carga. Las primeras están relacionadas con la tensión de la red aplicada al dispositivo y las segundas con la corriente que circula por él. También aparecen pérdidas adicionales en los componentes metálicos del transformador debido al efecto de los flujos de dispersión y pérdidas debidas al sistema dieléctrico. Sin embargo, estas pérdidas representan menos del 1% de las pérdidas totales del transformador [4].

Debido a que los transformadores de potencia están conectados a la red, su tensión es siempre constante y las pérdidas en vacío no dependen de la carga. La naturaleza de estas pérdidas es de origen magnético y tienen dos orígenes diferentes: pérdidas por histéresis y pérdidas por corrientes parásitas o de Foucault.

Éstas primeras aparecen en el núcleo magnético del transformador debido al ciclo de histéresis del material ferromagnético del cual está constituido al estar sometido a una tensión variable. Un ejemplo de este ciclo se puede ver en la Figura 2.1. Las pérdidas por histéresis son proporcionales al área encerrada por el ciclo de histéresis mostrado en la Figura 2.1, al volumen de material ferromagnético del núcleo y a la frecuencia. La fórmula de Steinmetz permite calcular las pérdidas por histéresis (2.1).

$$P = V_{Fe} \cdot k_H \cdot B_M^\alpha \cdot f \quad (2.1)$$

Donde V_{Fe} es el volumen del núcleo ferromagnético, B_M el valor máximo de la inducción magnética, f la frecuencia, k_H el coeficiente de Steinmetz y α el exponente de Steinmetz.

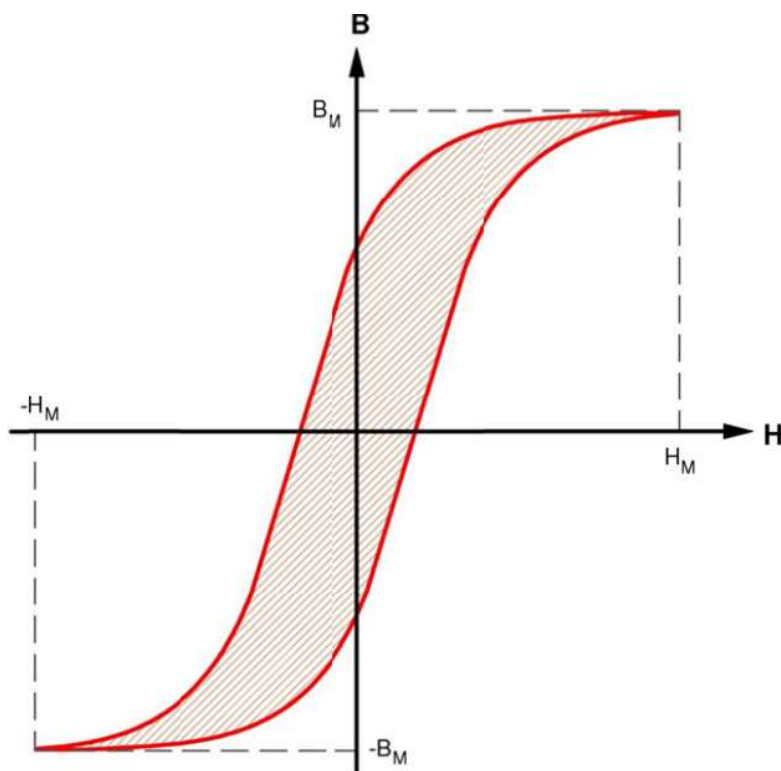


Figura 2.1 Ciclo de histéresis del núcleo del transformador.

La segunda forma en la que se manifiestan las pérdidas en vacío son las corrientes parásitas. Son inducidas por el campo magnético variable que posee el transformador y aparecen principalmente en el núcleo y conductores, así como en partes metálicas del tanque del transformador. Las pérdidas por corrientes parásitas o corrientes de Foucault se calculan según la ecuación (2.2).

$$P = V \cdot k_F \cdot a^2 \cdot \sigma \cdot B_M^2 \cdot f^2 \quad (2.2)$$

Donde V es el volumen del material, k_F es un coeficiente para el cálculo de estas pérdidas, a es el espesor del material, σ es la conductividad eléctrica del material, B_M el valor máximo de la inducción magnética y f la frecuencia.

Es por estas últimas pérdidas por las que el núcleo del transformador se compone de finas chapas aisladas eléctricamente unas de otras. De esta forma se reduce el valor de a y por tanto el valor de las pérdidas por corrientes parásitas en el núcleo.

De acuerdo a (2.1) y (2.2), ambas pérdidas son proporcionales al valor máximo de la inducción magnética, valor relacionado con la tensión eléctrica a la que se encuentra sometido el transformador. Sin embargo, no es posible determinar de forma analítica las pérdidas por corrientes de Foucault que aparecen en el núcleo, devanados y tanque, ya que están relacionadas entre sí. Un método alternativo para calcular las pérdidas que afectan a los devanados es emplear técnicas basadas en elementos finitos, las cuales permiten determinar su valor y su distribución. Consiste en realizar una simulación de los fenómenos electromagnéticos que suceden en el transformador. De esta forma se obtiene una estimación de los flujos de dispersión que afectan a los devanados obteniendo las pérdidas del núcleo y las debidas a las corrientes parásitas en los devanados [5].

Las pérdidas en carga dependen de la corriente a la que se somete el dispositivo. Se producen principalmente en los devanados. Son pérdidas debidas al efecto Joule, que vienen dadas por la expresión (2.3).

$$P = \rho_e \cdot V \cdot J^2 \quad (2.3)$$

Donde ρ_e es la resistividad eléctrica del material en $\Omega \cdot m$ y J representa la densidad de corriente en A/m^2 .

2.1.2. Eficiencia en los transformadores

Como se ha mencionado anteriormente, una parte de las pérdidas del transformador depende de la carga y, por tanto, su rendimiento cambiará en función de la carga que esté transmitiendo en ese momento. La Figura 2.2 muestra la curva del rendimiento de dos transformadores con distinto factor de potencia con respecto al índice de carga. Se puede apreciar que el rendimiento máximo del transformador no sucede a su carga nominal, sino a un índice de carga menor denominado índice de carga óptimo. Este índice de carga se puede calcular según la ecuación (2.4).

$$C_{opt} = \sqrt{\frac{P_{Fe}}{P_{Cu,N}}} \quad (2.4)$$

Donde P_{Fe} son las pérdidas en el hierro y $P_{Cu,N}$ son las pérdidas en el cobre a carga nominal.

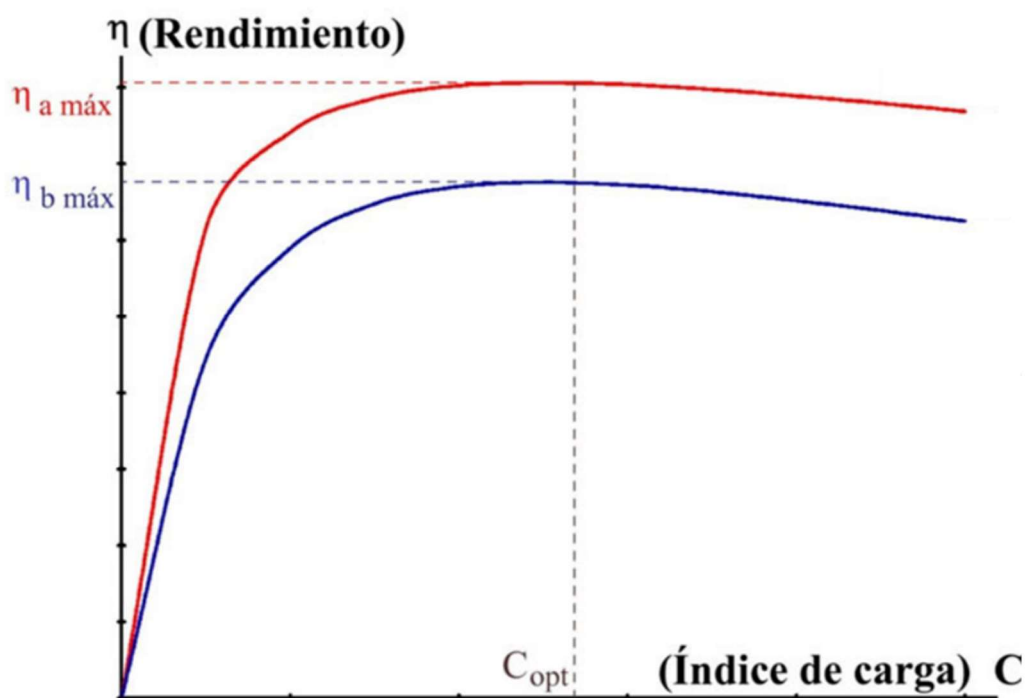


Figura 2.2 Curva de rendimiento del transformador.

Teniendo en consideración este hecho, es posible repartir la carga de los transformadores cuando trabajan en paralelo con el fin de que trabajen en regiones próximas a su índice de carga óptimo, minimizando así las pérdidas de energía producidas [4,6].

2.2. Vida útil del transformador

Los transformadores de potencia, como cualquier otro dispositivo, se ven afectados por el tiempo de uso. Es decir, cuanto mayor es el uso del dispositivo peores son las condiciones en las que se encuentra. Este proceso es conocido como envejecimiento. En los transformadores de potencia, el envejecimiento está relacionado con su temperatura de funcionamiento.

El final de la vida útil de un transformador puede ser por dos motivos. El primero de ellos puede darse debido a un cambio repentino en el régimen de funcionamiento, que someta al dispositivo a grandes esfuerzos, como un cortocircuito que genera un fallo catastrófico en el transformador. El segundo motivo es por el envejecimiento de los

componentes del propio transformador, debido a su uso durante largos periodos de tiempo.

En el caso del envejecimiento de los componentes, el que afecta al sistema de aislamiento del transformador es el más problemático, ya que ello supone el fallo del dispositivo. Como se ha señalado anteriormente, en los transformadores de potencia, el sistema aislante está compuesto por el aceite y el aislante celulósico que recubre los devanados. En el caso del aceite, es relativamente sencillo analizar las muestras y actuar en función de los resultados, pudiendo llegar hasta a la sustitución de éste. En cambio, actuar sobre el aislante celulósico es más problemático: su sustitución no es viable, ya que supondría un gran esfuerzo económico-técnico debido a la gran cantidad de este material en el dispositivo y a que es necesario desensamblar completamente el transformador para llevar a cabo esta labor. Esta es la razón por la que la vida útil del transformador está directamente relacionada con la vida útil del papel aislante que recubre los devanados.

2.3. Medida de la degradación del papel

El envejecimiento del papel aislante se manifiesta en el deterioro de sus propiedades mecánicas. Dos de los métodos más ampliamente utilizados para la determinación de la pérdida de resistencia mecánica de este material son el grado de polimerización (DP, por sus siglas en inglés) y el índice de tracción (TI, por sus siglas en inglés). El TI se obtiene a partir del ensayo de tracción del papel y representa una medida directa de la resistencia mecánica del mismo, mientras que el DP se considera una medida indirecta de dicha propiedad.

El DP se puede definir como el número medio de anillos de glucosa en cada cadena de celulosa y es adimensional [7]. Estas cadenas de celulosa se rompen durante el funcionamiento del transformador debido a la exposición a oxígeno, humedad y calor, lo que produce una reducción de la resistencia mecánica del papel.

Para determinar estos parámetros es necesario acceder al sistema de aislamiento, lo que supone el vaciado del transformador. Así pues, la única forma de determinar su valor es mediante estudios post-mortem o mediante estudios de envejecimiento acelerado en laboratorio.

2.4. Estimación de la vida del transformador

La degradación del papel depende de la temperatura, humedad, oxígeno y acidez a la que se ve sometido. Debido a que la distribución de temperatura no es uniforme en todo el devanado, se hace referencia a la máxima temperatura a la que se somete el aislamiento, pues es donde la degradación será mayor. Según la norma [1], se define la velocidad relativa de envejecimiento, V , con la ecuación (2.5).

$$V = 2^{\frac{T_h - 98}{6}} \quad (2.5)$$

Donde T_h representa la temperatura de punto caliente, que es la temperatura máxima en el transformador, en grados Celsius. Esta ecuación indica que la velocidad relativa de envejecimiento de referencia se produce para una temperatura de punto caliente de 98°C. Un incremento de 6°C en esta temperatura duplica la velocidad de envejecimiento. La ecuación (2.5) sólo es válida para el papel normal; en el caso del papel térmicamente mejorado la expresión propuesta por la norma [1] viene dada por la ecuación (2.6).

$$V = e^{\left(\frac{15000}{110+273} - \frac{15000}{T_h+273}\right)} \quad (2.6)$$

En este caso la tasa de envejecimiento de referencia se obtiene a una temperatura de punto caliente de 110°C.

La norma de IEEE [8] propone un índice de vida unitaria que se calcula por medio de la ecuación (2.7).

$$\text{Índice de vida unitaria} = 9.8 \cdot 10^{-18} e^{\left(\frac{15000}{T_h+273}\right)} \quad (2.7)$$

Este parámetro toma el valor unidad para una temperatura de 110°C. Análogamente a la norma IEC, esta norma propone un factor de aceleración del envejecimiento, F_{AA} , que toma la forma de la ecuación (2.8).

$$F_{AA} = e^{\left(\frac{15000}{383} - \frac{15000}{T_h+273}\right)} \quad (2.8)$$

Este factor puede emplearse para el cálculo del envejecimiento equivalente del transformador. Por último, en esta misma norma se define un parámetro denominado factor de envejecimiento equivalente, que describe el envejecimiento del papel aislante durante un ciclo determinado y se calcula por medio de la ecuación (2.9).

$$F_{EQA} = \frac{\sum_{n=1}^N F_{AA,n} \cdot \Delta t_n}{\sum_{n=1}^N \Delta t_n} \quad (2.9)$$

Este factor representa una tasa de envejecimiento promedio durante un periodo de tiempo en el que la temperatura máxima no es uniforme.

En este apartado se han expuesto las formas descritas en las normas para el cálculo de la vida del transformador. Este cálculo se basa principalmente en el conocimiento de la temperatura de punto caliente. En el siguiente apartado se describen los métodos propuestos para su estimación.

2.5. Determinación de la temperatura de punto caliente

El apartado 2.5.1. describe el método propuesto por la norma [1] para el cálculo de la temperatura de punto caliente a partir de la representación de las temperaturas en un diagrama. Además, el apartado 2.5.2. informa sobre la posibilidad de la medición directa de esta magnitud, así como documentos donde se indican directrices para la ejecución de esta tarea.

2.5.1. Diagrama térmico

La temperatura de punto caliente se determina a partir del ensayo de calentamiento del transformador. En este ensayo se somete al transformador a un régimen en el cual las pérdidas son las mismas que se tendrían en régimen nominal, dejándole llegar a estado estacionario. El objetivo del ensayo es determinar la temperatura máxima en los devanados del transformador.

El ensayo se puede realizar en vacío o en cortocircuito, en el cual la tensión o la corriente aplicada se corrige para proporcionar las pérdidas totales existentes en régimen nominal. También se tiene en cuenta la temperatura del dispositivo a la hora de iniciar el ensayo, ya que modifica la resistividad eléctrica del conductor eléctrico, con lo que habrá que hacer una corrección de la tensión/corriente aplicada al principio y al final del ensayo. El ensayo se considerará finalizado cuando la variación de temperatura sea inferior a 1K/h durante tres horas consecutivas [1].

Los valores recogidos en el ensayo se utilizan en el diagrama de la Figura 2.3 para calcular la temperatura máxima [1].

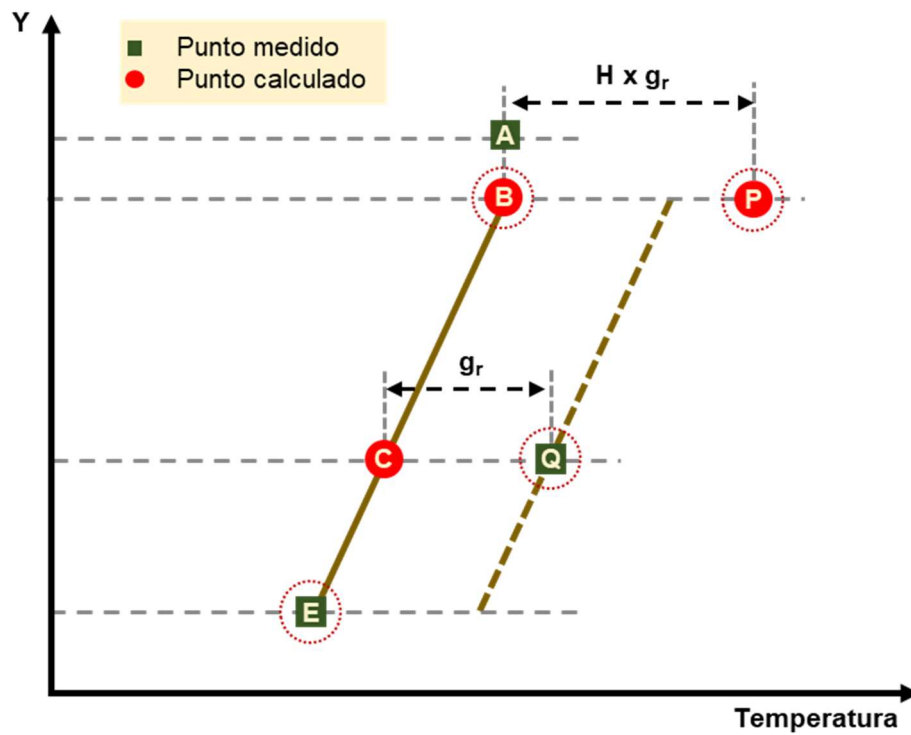


Figura 2.3 Diagrama térmico empleado para calcular la temperatura de punto caliente del transformador.

En la Figura 2.3, los puntos A, Q y E, representados por rectángulos, son los que se obtienen del ensayo de calentamiento. El punto A representa la temperatura del aceite en la parte superior del tanque, el punto E la temperatura en la parte inferior del devanado y el punto Q la temperatura media del devanado.

Los puntos A y E se obtienen por medición de temperatura mediante termopares o sensores, mientras que el punto Q se obtiene de forma indirecta por medio de la medición de la resistencia del devanado.

La norma explica que para calcular el valor del punto P, que representa la temperatura de punto caliente, se hace mediante la suma de la temperatura del punto B y el valor $H \cdot g_r$. La temperatura del punto B es la temperatura del aceite en la parte superior del devanado y se asume que es la misma temperatura que la del aceite en la parte superior del tanque, representada por el punto A.

El valor g_r representa la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del devanado y la temperatura media del aceite y puede calcularse con la ecuación (2.10).

$$g_r = \Delta T_w - \frac{\Delta T_{to} + \Delta T_{bo}}{2} \quad (2.10)$$

Donde ΔT_w es el incremento temperatura media del devanado, ΔT_{bo} es el incremento de temperatura del aceite en la parte inferior del devanado y ΔT_{to} es el incremento de temperatura del aceite en la parte superior del devanado, todos ellos respecto de la temperatura ambiente.

De esta forma se puede calcular el incremento de temperatura en el punto caliente ΔT_h por medio de la ecuación (2.11).

$$\Delta T_h = \Delta T_{to} + H \cdot \left(\Delta T_w - \frac{\Delta T_{to} + \Delta T_{bo}}{2} \right) \quad (2.11)$$

Donde H es el factor de punto caliente. Este factor es un parámetro del transformador y depende de su funcionamiento y del sistema de refrigeración [1]. Se calcula mediante el producto de dos factores, un factor Q que relaciona las pérdidas locales con la media de las pérdidas en el devanado y un factor S, relacionado con el sistema de refrigeración.

El factor Q depende del transformador y de la constitución de los devanados y puede ser estimado una vez se conocen los flujos de dispersión [1]. El factor S depende del sistema de refrigeración del que están dotados los devanados. Los valores de ambos factores están referidos a la posición local del punto caliente.

El valor del factor Q depende de la posición y el tiempo. Para su determinación solo es necesario conocer la distribución de las pérdidas en el transformador. Su cálculo se puede realizar mediante la expresión (2.12).

$$Q(x, y, z, t) = \frac{P(x, y, z, t)}{P_m} \quad (2.12)$$

Donde $P(x,y,z,t)$ representa las pérdidas en el punto e instante considerado y P_m representa el valor medio de las pérdidas en el devanado.

Al igual que el factor Q, el factor S depende del punto e instante considerado. Sin embargo, representa un fenómeno complejo, por lo que este factor no puede ser

calculado de forma analítica. La forma de calcularlo es a partir del cálculo del factor del punto caliente, una vez se conoce la temperatura de punto caliente [9].

Se ha de tener en cuenta que el cálculo del factor de punto caliente también depende de la posición y el tiempo y es posible que el valor de S obtenido por este método no represente el valor máximo de este factor, sino el valor donde se da el máximo del producto $Q \cdot S$.

En conclusión, el factor S representa un fenómeno complejo que depende de muchas variables que, a su vez, dependen del funcionamiento del transformador y por ello no puede ser del todo desacoplado del factor Q [9]. Este hecho fue testeado y confirmado de forma experimental en [10].

2.5.2. Por medición directa

Desde los años 80 se vienen utilizando las sondas de fibra óptica para la medición de temperatura en los devanados de transformadores. El problema de este método radica en determinar el número de sondas adecuado, ya que un número bajo puede resultar insuficiente para determinar la temperatura máxima y un número elevado hace costosa la operación.

Otra dificultad de este método radica en la localización de la máxima temperatura, ya que sin conocer esta posición no será posible medirla de forma directa. Para ello es necesario tener una estimación previa de sus posibles localizaciones en el devanado estudiado.

En relación con este método, el grupo de trabajo del CIGRE WG A2.38 [11] elabora una serie de recomendaciones para la monitorización de los devanados, así como para el número de sensores y su localización o acerca de las técnicas de instalación de estos últimos.

2.6. Modelos térmicos dinámicos del transformador

En algunas ocasiones resulta interesante conocer el comportamiento térmico del transformador ante determinadas situaciones o ante cargas periódicas. Un ejemplo puede ser una sobrecarga de corta duración. En estas situaciones no es necesario conocer la distribución de temperaturas en el transformador, sino la temperatura máxima. De esta forma se podría estimar la pérdida de vida equivalente del papel celulósico aislante producida.

Para tener una respuesta del transformador en estas condiciones es necesario contar con modelos que sean capaces de determinar la temperatura máxima en función del tiempo y de la carga a la que está sometida el transformador. Estos modelos se conocen como modelos dinámicos, pues proporcionan una evolución temporal de las temperaturas de interés.

La temperatura máxima o temperatura del punto caliente se define como la suma de tres componentes, tal como se expresa en la ecuación (2.13) [8].

$$T_h = T_a + \Delta T_{to} + \Delta T_h \quad (2.13)$$

Donde T_a representa la temperatura ambiente, ΔT_{to} representa el incremento de temperatura superior del aceite con respecto a la temperatura ambiente y ΔT_h representa el incremento de temperatura del punto caliente con respecto a la temperatura superior del aceite.

A continuación, se exponen los métodos propuestos por las normas IEC e IEEE [1,8] para el cálculo dinámico de las temperaturas, especialmente la de punto caliente. Por último, se describen alternativas de modelado dinámico a estos procesos de cálculo.

2.6.1. Cálculo según Norma IEEE

La temperatura superior del aceite T_{to} se puede obtener de la suma de los dos primeros sumandos de la ecuación (2.13), tal como se expresa en la ecuación (2.14).

$$T_{to} = T_a + \Delta T_{to} \quad (2.14)$$

La evolución de esta temperatura con respecto del tiempo sigue una variación exponencial que viene dada por la ecuación (2.15) [8].

$$\Delta T_{to} = (\Delta T_{to,U} - \Delta T_{to,i}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_{to}}}\right) + \Delta T_{to,i} \quad (2.15)$$

Donde $\Delta T_{to,U}$ representa el valor del incremento de temperatura superior del aceite para la carga dada, $\Delta T_{to,i}$ representa el valor inicial del incremento de temperatura superior del aceite y τ_{to} representa la constante de tiempo del incremento de temperatura superior del aceite.

Esta norma expone que el valor inicial del incremento de temperatura superior del aceite se puede calcular según la ecuación (2.16).

$$\Delta T_{to,i} = \Delta T_{to,R} \cdot \left[\frac{(K_i^2 R + 1)}{(R + 1)} \right]^n \quad (2.16)$$

Donde $\Delta T_{to,R}$ representa el incremento de temperatura superior del aceite en carga nominal, K_i representa el índice de carga en la situación inicial, es decir, la relación entre la carga y la carga nominal, R representa la relación entre las pérdidas en vacío y las pérdidas en carga y n es un exponente determinado de forma empírica.

De igual manera se puede calcular el valor del incremento de la temperatura superior del aceite para la carga dada según la expresión (2.17).

$$\Delta T_{to,U} = \Delta T_{to,R} \cdot \left[\frac{(K_U^2 R + 1)}{(R + 1)} \right]^n \quad (2.17)$$

Donde K_U representa el índice de carga en el caso estudiado.

Para el cálculo de la constante de tiempo, primero se ha de calcular la capacidad térmica del transformador, C . La expresión que determina este valor dependerá de la naturaleza del flujo de aceite. Para transformadores con flujo natural del aceite, la capacidad térmica viene dada por la ecuación (2.18).

$$C = 0.1323 \cdot (\text{peso del núcleo y devanados en kg}) + 0.0882 \\ \cdot (\text{peso de la cuba y uniones en kg}) + 0.3513 \\ \cdot (\text{litros de aceite}) \quad (2.18)$$

En el caso de transformadores con circulación forzada del aceite, ya sea dirigida o no dirigida, la capacidad térmica se calcula con la expresión (2.19).

$$C = 0.1323 \cdot (\text{peso del núcleo y devanados en kg}) + 0.1323 \cdot (\text{peso de la cuba y uniones en kg}) + 0.5099 \cdot (\text{litros de aceite}) \quad (2.19)$$

Entonces, la constante de tiempo para carga nominal se calcula con la ecuación (2.20).

$$\tau_{to,R} = \frac{C \cdot \Delta T_{to,R}}{P_{T,R}} \quad (2.20)$$

Donde $P_{T,R}$ son las pérdidas totales a carga nominal. Así, el cálculo de la constante de tiempo para cualquier régimen de carga se realiza utilizando la expresión (2.21).

$$\tau_{to} = \tau_{to,R} \cdot \frac{\left(\frac{\Delta T_{to,U}}{\Delta T_{to,R}}\right) - \left(\frac{\Delta T_{to,i}}{\Delta T_{to,R}}\right)}{\left(\frac{\Delta T_{to,U}}{\Delta T_{to,R}}\right)^{1/n} - \left(\frac{\Delta T_{to,i}}{\Delta T_{to,R}}\right)^{1/n}} \quad (2.21)$$

El siguiente paso consiste en calcular el incremento de temperatura del punto caliente con respecto a la temperatura superior del aceite. Si se conoce este último valor se puede calcular la temperatura de punto caliente. Así, esta última temperatura se puede calcular con la ecuación (2.22).

$$\Delta T_h = (\Delta T_{h,U} - \Delta T_{h,i}) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_w}}\right) + \Delta T_{h,i} \quad (2.22)$$

Donde $\Delta T_{h,U}$ representa el incremento de temperatura del punto caliente para la carga dada, $\Delta T_{h,i}$ representa el valor inicial del incremento de temperatura del punto caliente y τ_w representa la constante de tiempo del devanado.

Para el cálculo del valor inicial del incremento de temperatura se puede emplear la ecuación (2.23).

$$\Delta T_{h,i} = \Delta T_{h,R} \cdot K_i^{2 \cdot m} \quad (2.23)$$

Donde $\Delta T_{h,R}$ representa el valor del incremento de temperatura caliente en régimen nominal y m es un exponente basado en datos empíricos que depende del sistema de refrigeración del transformador.

De forma análoga, se puede calcular el valor del incremento de temperatura para la carga dada, empleando la expresión (2.24).

$$\Delta T_{h,U} = \Delta T_{h,R} \cdot K_i^{2 \cdot m} \quad (2.24)$$

El valor nominal del incremento de temperatura del punto caliente respecto a la temperatura del aceite superior a régimen nominal se calcula siguiendo la ecuación (2.25).

$$\Delta T_{h,R} = \Delta T_{h/a,R} - \Delta T_{to,R} \quad (2.25)$$

Donde $\Delta T_{h/a,R}$ representa el incremento de temperatura del punto caliente respecto a la temperatura ambiente a régimen nominal.

Los valores de los exponentes n y m empleados en este procedimiento dependen del tipo de sistema de refrigeración del transformador y sus valores vienen recogidos en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Exponentes para el cálculo de la temperatura máxima.

Tipo de refrigeración	m	n
ONAN	0.8	0.8
ONAF	0.8	0.8
OFAF y OFWF	0.8	0.9
ODAF y ODWF	1	1

2.6.2. Cálculo según Norma IEC

Alternativamente al procedimiento desarrollado en el apartado anterior, la norma IEC propone otro método para el cálculo de la temperatura de punto caliente del transformador en distintas situaciones de carga y en función del tiempo [1].

En el caso de que la carga aumente, la temperatura en el punto caliente aumentará y la norma propone la ecuación (2.26) para el cálculo de la misma.

$$T_h = T_a + \Delta T_{to,i} + \left\{ \Delta T_{to,R} \cdot \left[\frac{1 + R \cdot K^2}{1 + R} \right]^x - \Delta T_{to,i} \right\} \cdot f_1(t) + \Delta T_{h,i} + \{H \cdot g_r \cdot K^y - \Delta T_{h,i}\} \cdot f_2(t) \quad (2.26)$$

Donde K representa el índice de carga del transformador y x e y son exponentes empíricos correspondientes al aceite y al arrollamiento respectivamente.

En el caso de que la variación de carga suponga una reducción de la temperatura, la expresión que determina en este caso la temperatura del punto caliente es la ecuación (2.27).

$$T_h = T_a + \Delta T_{to,R} \cdot \left[\frac{1 + R \cdot K^2}{1 + R} \right]^x + \left\{ \Delta T_{to,i} - \Delta T_{to,R} \cdot \left[\frac{1 + R \cdot K^2}{1 + R} \right]^x \right\} \cdot f_3(t) + H \cdot g_r \cdot K^y \quad (2.27)$$

La función $f_1(t)$ representa el incremento relativo de la temperatura del aceite superior con respecto su valor en régimen permanente. Viene definida por la expresión (2.28).

$$f_1(t) = (1 - e^{(-t)/(k_{11} \cdot \tau_{t0})}) \quad (2.28)$$

La función $f_2(t)$ representa el incremento relativo del gradiente de temperatura entre el punto caliente y el aceite superior de acuerdo a su valor en régimen permanente. Viene definido por la ecuación (2.29).

$$f_2(t) = k_{21} \cdot (1 - e^{(-t)/(k_{22} \cdot \tau_w)}) - (k_{21} - 1) \cdot (1 - e^{(-t)/(\frac{\tau_0}{k_{22}})}) \quad (2.29)$$

Con respecto a la función $f_3(t)$, ésta representa la reducción relativa de la temperatura del aceite superior y el ambiente con respecto al decremento total. Se expresa según la ecuación (2.30).

$$f_3(t) = e^{(-t)/(k_{11} \cdot \tau_0)} \quad (2.30)$$

Las constantes k_{11} , k_{21} y k_{22} , así como las constantes de tiempo τ_{to} y τ_w son específicas para cada transformador y pueden ser determinadas por medio de un ensayo de calentamiento. En ausencia de valores específicos para estas constantes se puede acudir a los valores de la Tabla 2.2 [1].

Tabla 2.2 Valores de las constantes para los tipos de refrigeración.

	Distribución	Transformadores de potencia						
	ONAN	ONAN restringida*	ONAN	ONAF restringida*	ONAF	OF restringida*	OF	OD
Exponente x	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1	1	1,0
Exponente y	1,6	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	2,0
Constante k_{11}	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0
Constante k_{21}	1,0	3,0	2,0	3,0	2,0	1,45	1,3	1,0
Constante k_{22}	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	1,0	1,0	1,0
Constante τ_{to} (min)	180	210	210	150	150	90	90	90
Constante τ_w (min)	4	10	10	7	7	7	7	7
* Estos casos se refieren a aquellos transformadores con refrigeración en zigzag con espaciadores radiales de espesor menor de 3mm, que generan una circulación restringida del aceite, lo que da lugar a un valor mayor de la constante k_{22} .								

2.6.3. Analogía con circuitos eléctricos

Otro método de análisis dinámico consiste en realizar una equivalencia de los fenómenos termo-hidráulicos con los eléctricos. La analogía entre el fenómeno eléctrico y los fenómenos térmico e hidráulico viene dada por la equivalencia entre sus elementos, con la excepción de que el fenómeno hidráulico no tiene un componente almacenador. Esta equivalencia viene mostrada en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Analogía de circuitos eléctrico, térmico e hidráulico.

Eléctrico	Térmico	Hidráulico
Tensión (V)	Temperatura (°C)	Presión (Pa)
Corriente (A)	Flujo de calor (W)	Flujo másico (kg/s)
Resistencia eléctrica (Ω)	Resistencia térmica (°C/W)	Resistencia hidráulica
Capacidad (F)	Capacidad térmica (J/°C)	-

Basándose en esta analogía, es posible realizar un circuito eléctrico el cual sea capaz de modelar la evolución temporal de la temperatura superior del aceite y de la temperatura de punto caliente. En los trabajos [12-16] se han realizado diferentes modelos térmicos a partir de la analogía termo-eléctrica que permiten determinar la evolución temporal de estas temperaturas en transformadores de potencia. Estos modelos tienen en cuenta la no linealidad de los fenómenos térmicos.

En 1997, Radaković y Kalić desarrollaron un modelo dinámico empleando la analogía termo-eléctrica para modelar la temperatura superior del aceite y la temperatura del punto caliente [12]. Con este método modelaron tres transformadores ONAN con cinco diferentes regímenes de carga. En 2003, Radakovic y Feser emplearon este mismo procedimiento para modelar un transformador. Trataron de estimar la temperatura máxima y la contrastaron con resultados experimentales, obteniendo errores no superiores a 7,5°C durante el tiempo de funcionamiento [13].

En 2005, Susa *et al.* desarrollaron un modelo alternativo. En él desarrollaban dos circuitos diferentes acoplados entre sí. El primero de ellos determinaba la temperatura superior del aceite y el segundo la temperatura del punto caliente, a partir del primer circuito [14]. Compararon su método con los métodos descritos en la guía de carga IEEE y en la norma IEC [1,8] en tres transformadores de potencia diferentes. Además, compararon los resultados obtenidos con mediciones tomadas a los transformadores para determinar si el modelo desarrollado proporcionaba una buena estimación de la evolución temporal de las temperaturas modeladas. Este modelo da lugar a las ecuaciones (2.31) y (2.32).

$$\frac{1 + R \cdot K^2}{1 + R} \cdot \mu_{pu}^n \cdot \Delta T_{to,R} = \mu_{pu}^n \cdot \tau_{to,R} \cdot \frac{dT_{to}}{dt} + \frac{(T_{to} - T_a)^{1+n}}{\Delta T_{to,R}^n} \quad (2.31)$$

$$\{K \cdot P_{cu,pu}(T_h)\} \cdot \mu_{pu}^n \cdot \Delta T_{h,R} = \mu_{pu}^n \cdot \tau_{w,R} \cdot \frac{dT_h}{dt} + \frac{(T_h - T_{to})^{n+1}}{\Delta T_{h,R}^n} \quad (2.32)$$

Donde μ_{pu} representa el valor relativo de la viscosidad del aceite en por unidad, $P_{cu,pu}(T_h)$ representa la variación en por unidad de las pérdidas en el cobre con la temperatura y n representa un exponente que depende de la circulación del aceite.

Como continuación de su trabajo, en 2006, Susa *et al.* realizaron un modelo más complejo, en el cual tenían en cuenta diferentes mecanismos de transmisión de calor [15]. Además, los mismos autores desarrollaron modelos con los cuales estimaban la temperatura en la parte inferior del transformador, tanto en el aceite como en el devanado [16].

En este apartado se han comentado ligeramente los métodos para el cálculo dinámico de la temperatura de punto caliente. Estos modelos proporcionan información sobre la evolución temporal de esta temperatura en función del ciclo de carga del transformador. En el apartado próximo se tratarán los modelos estáticos que, a diferencia de los dinámicos, proporcionan información sobre las temperaturas en el devanado en un instante determinado.

2.7. Modelos térmicos estáticos del transformador

Los modelos térmicos estáticos de un transformador de potencia permiten determinar de forma numérica la distribución temperaturas que se dan en el transformador para unos regímenes de funcionamiento dados. A diferencia de los modelos dinámicos, estos se realizan para un régimen de carga dado, que se relaciona con una generación de calor en los componentes debido a las pérdidas del transformador.

Las técnicas de modelado térmico estático más empleadas son la dinámica de fluidos computacional (CFD) y los modelos de redes termo-hidráulicas (THNM). En los capítulos posteriores se explicarán los fundamentos teóricos de cada una de ellas.

La Tabla 2.4 recoge los estudios realizados con modelos CFD y THNM para el modelado térmico de transformadores de potencia. En ella se clasifican los mencionados estudios en función del fluido utilizado: aceite mineral o fluidos dieléctricos alternativos. Del análisis de la tabla se deduce que los trabajos realizados con fluidos dieléctricos alternativos desde el punto de vista térmico son escasos, especialmente con modelos THNM, donde todavía no se han considerado.

Tabla 2.4 Clasificación de los estudios de modelado térmico de transformadores.

Técnica	Mineral	Fluidos alternativos
CFD	Mufuta <i>et al.</i> [17] El Wakil <i>et al.</i> [18] Torriano <i>et al.</i> [19-20] Gatelurrutia <i>et al.</i> [21] Tsili <i>et al.</i> [22] Skillen <i>et al.</i> [23] Yatsevsky [24] Torriano <i>et al.</i> [25] Kim <i>et al.</i> [26] Paramane <i>et al.</i> [27-29] Ríos <i>et al.</i> [30]	Park <i>et al.</i> [31] Lecuna <i>et al.</i> [32] Fernández <i>et al.</i> [33]
THNM	Oliver [34-35] Burton <i>et al.</i> [36] Childs [37] Del Vecchio <i>et al.</i> [38] Yamaguchi <i>et al.</i> [39] Declerq <i>et al.</i> [40] Allen <i>et al.</i> [41] Imre <i>et al.</i> [42-44] Sarunac [45-46] Pierce <i>et al.</i> [47-48] Preiningerova <i>et al.</i> [49-50] Venkateswarlu <i>et al.</i> [51] Sarunac <i>et al.</i> [52] Carstea [53-54] Zhang <i>et al.</i> [55] Radakovic <i>et al.</i> [56-57] Campelo <i>et al.</i> [58] Quintela <i>et al.</i> [59] Wu <i>et al.</i> [60-61] Coddé <i>et al.</i> [62]	

2.7.1. Modelos CFD

Los modelos realizados mediante CFD (a partir de ahora modelos CFD) se emplean para determinar la distribución de temperatura en los transformadores. Estos modelos también proporcionan información sobre los campos de velocidad y presión. Debido a que es un método computacionalmente costoso que, además, requiere de grandes tiempos de resolución, se suele emplear para modelar partes del transformador por separado. Así, habitualmente se realizan modelos CFD de los devanados para estimar el valor de los puntos calientes o de los radiadores para comprobar su eficiencia a la hora de evacuar calor.

En cuanto a los modelos CFD de los devanados, son amplias las experiencias llevadas a cabo por los investigadores en este campo. De hecho, ya en el año 2000 Mufuta *et al.* estudiaban, utilizando esta técnica, el flujo de aceite por un conjunto de discos que simulaba en 2D el devanado de un transformador. Caracterizaron el fenómeno testeando distintos espaciados entre discos y distintas condiciones de entrada del flujo de aceite [17]. Más adelante, en 2006, El Wakil *et al.* modelaron en 2D un transformador considerando seis geometrías diferentes y seis velocidades de entrada del aceite con la finalidad de estudiar el intercambio de calor que se producía entre el devanado y el aceite [18]. En 2010, Torriano *et al.* realizaron un estudio 2D en el cual se aplicaban diferentes simplificaciones sobre el modelo considerado con la finalidad de determinar cuál era la mejor aproximación para estimar la temperatura máxima en el devanado [19]. Los mismos autores ampliaron su estudio dos años más tarde, determinando las diferencias entre un modelo 2D y 3D del devanado. Concluían su trabajo proponiendo un método que permitía hallar un modelo 2D con la misma precisión que el modelo 3D [20]. En 2011, Gastelurrutia *et al.* estudiaron térmicamente un transformador de distribución mediante un modelo 3D, cuyos resultados fueron comparados con los resultados experimentales obtenidos de dicho transformador. Posteriormente propusieron un modelo 2D y compararon los resultados con el modelo 3D previamente desarrollado [21]. En el año 2012, Tsili *et al.* establecieron una metodología para predecir temperaturas y puntos calientes en modelos 3D [22]. En ese mismo año, Skillen *et al.* llevaron a cabo un estudio CFD del flujo de aceite en un transformador de potencia mediante un modelo 2D. Observaron la aparición de corrientes de mayor temperatura y flujo inverso en las salidas de cada uno de los pasos [23]. En 2014, Yatsevsky hizo un modelo 2D axisimétrico del transformador en el cual incluía el núcleo, tanque y radiador

para tener una estimación de la temperatura máxima en un transformador de baño en aceite refrigerado por convección natural [24]. En el año 2016, Paramane *et al.* estudiaron el efecto de las fugas en los guidores del flujo sobre la distribución de temperatura del devanado, utilizando para ello un modelo 2D [27]. Ya en el año 2018, Torriano *et al.* han desarrollado un modelo 3D de un transformador cuyos resultados han comparado con los resultados de una plataforma experimental. Han realizado un primer análisis CFD de la plataforma al completo, incluyendo devanado y radiadores. En este análisis se ha observado que las temperaturas máximas obtenidas por el modelo CFD son inferiores a las obtenidas experimentalmente. A continuación, se realizó un segundo análisis CFD considerando únicamente el devanado. En este caso, cuando al modelo CFD se le ha proporcionado el flujo de aceite procedente de los resultados experimentales, la distribución de temperaturas obtenida por el modelo CFD ha sido una buena estimación de los resultados experimentales. De esta forma los autores concluyen que el modelo del devanado, si se le fija de forma correcta las condiciones de entrada de flujo másico y temperatura, da una buena estimación del comportamiento térmico del transformador [25].

Los trabajos mencionados en el párrafo anterior utilizan como fluido refrigerante un aceite mineral. Para los de aceites alternativos, como los ésteres naturales y sintéticos, el número de trabajos realizados con esta técnica es mucho menor. La mayoría de ellos estudian el reemplazo del aceite mineral por otros líquidos dieléctricos alternativos. Por ejemplo, en el año 2015, Park *et al.* utilizaron un modelo CFD en 2D para obtener los perfiles de velocidad y temperatura en dos transformadores de distribución, uno de 2.3 MVA y otro de 16.5 MVA. Compararon los resultados obtenidos de un éster natural y un éster sintético con los de un aceite mineral [31]. Ese mismo año, Lecuna *et al.* hicieron un estudio similar sobre un transformador de distribución. En este caso se trataba de un modelo 3D del devanado de baja tensión que contaba con refrigeración axial, en los que se testeaba la capacidad refrigerante de varios líquidos dieléctricos alternativos, entre los cuales se incluían un éster natural, un éster sintético y un aceite de silicona [32]. En ambos estudios, los líquidos alternativos producían mayores temperaturas del punto caliente que el aceite mineral con el que se comparaban. En 2016, Fernández *et al.* combinaron un estudio térmico realizado con técnicas CFD con resultados experimentales del envejecimiento de los materiales asociados a esas temperaturas. Llegaron a la conclusión de que, aunque el comportamiento térmico es peor para el éster natural, la degradación que sufre el papel a esta temperatura superior es similar a la que sufre el papel en el aceite mineral en las temperaturas de operación del mismo [33].

Otra aplicación de los modelos CFD en transformadores de potencia se basan en la representación del sistema de refrigeración externo. Siendo más preciso, se emplean modelos CFD para analizar la eficiencia de los radiadores, así como el impacto de la circulación natural o forzada del aire o de la posición relativa de los ventiladores y el radiador sobre dicha eficiencia. Por ejemplo, en 2013, Kim *et al.* realizaron un modelo CFD de un radiador de un transformador y lo verificaron con resultados experimentales [26]. Estudiaron los radiadores de dos transformadores con diferente sistema de refrigeración, uno ONAN y otro ODAN. Buscaban comprobar si la herramienta CFD podía predecir el comportamiento del radiador, así como servir de instrumento para optimizar su diseño. Llegaron a la conclusión de que también es necesario estudiar la posición de los ventiladores en caso de circulación forzada del aire. Paramane *et al.* siguieron la misma metodología en 2014. Hicieron un estudio de la distribución del aire exterior en el radiador en condiciones de circulación forzada con los ventiladores en posición vertical y horizontal [28]. Encontraron que la dirección horizontal del flujo de aire resultaba más efectiva. En 2016 los mismos autores ampliaron el estudio, analizando la influencia de la dirección del aire forzado sobre las distribuciones de velocidad y temperatura del aceite en el interior del radiador [29]. En 2017, Ríos *et al.* estudiaron dos modelos de un radiador de un transformador de 30 MVA trabajando en régimen ONAN. Ambos modelos, uno semi-analítico y otro CFD, fueron comparados con resultados experimentales, con la intención de ser validados y que pudiesen ser utilizados en el proceso de diseño del radiador [30]. Una extensión de este estudio ha sido realizada por los mismos autores en 2018. En este estudio han tenido en cuenta el régimen de funcionamiento ONAF del transformador, modelando también la impulsión de aire de los ventiladores. Los resultados obtenidos han sido validados con resultados de una plataforma experimental, llegando a la conclusión de que el modelo semi-analítico es una herramienta útil para el proceso de diseño de radiadores.

2.7.2. Modelos THNM

Los modelos THNM permiten, al igual que los modelos CFD, obtener una estimación de las velocidades y temperaturas en el transformador. Esta técnica se usa en gran parte para la estimación de la distribución de temperaturas y velocidades en los devanados. A diferencia del CFD, el THNM proporciona resultados en un pequeño lapso de tiempo, sin embargo, su precisión es menor.

En relación esta técnica, las primeras contribuciones aparecieron en los años 80 y 90. Eran modelos sencillos en los cuales únicamente desarrollaban el flujo del aceite a través del devanado, asumiendo la temperatura de los discos uniforme y modelando la geometría en coordenadas cartesianas [34-38]. Por ejemplo, en 1980, Oliver desarrolló un modelo de redes en el cual trataba de estimar las temperaturas en el devanado de un transformador, así como el flujo del refrigerante a través del mismo [34]. En 1981, Yamaguchi *et al.* desarrollaron un modelo basado en técnicas de redes con el cual estudiaban el flujo del aceite dieléctrico a través del devanado de un transformador. Verificaron su modelo con resultados experimentales [39]. Posteriormente los modelos fueron avanzando, considerando la geometría en coordenadas cilíndricas y tomando dos tipos de temperatura en los discos, temperatura interna y temperatura superficial [40].

Otros autores aplicaron el concepto de redes para modelar el fenómeno de la transferencia de calor en el interior de los discos para obtener la distribución de temperaturas, que posteriormente incorporaron a la red hidráulica [41-46]. En estos casos, todos los modelos trataban la transferencia de calor de forma unidimensional, es decir, que no tenían en cuenta la conducción de las direcciones axial y radial.

Más adelante, hacia finales de los 90, se desarrollaron modelos con nuevas técnicas que permitían obtener distribuciones de temperatura en los devanados en dos dimensiones [47-54]. Posteriormente en 2008, Zhang *et al.* desarrollaron un modelo en el cual predecían temperaturas en el devanado de un transformador tipo disco y lo contrastaban con los resultados de una plataforma experimental [55]. Entre 2010 y 2012, Radakovic *et al.* realizaron un modelo con el cual lograban predecir temperaturas en transformadores con distintas configuraciones de refrigeración [56-57]. En 2014, Campelo *et al.* aplicando un procedimiento similar, predijeron las temperaturas de dos transformadores diferentes [58]. Siguiendo el trabajo de Campelo, en el año 2017, Quintela *et al.* estudiaron la influencia de los parámetros numéricos sobre los resultados obtenidos con este tipo de modelos [59].

Estas técnicas se basan en el cálculo de la caída de presión en el circuito hidráulico del transformador y en el cálculo de coeficientes de transferencia de calor por convección. Para el cálculo de estos hay que obtener una serie de coeficientes, los cuales se calculan a partir de valores recogidos en tablas o de correlaciones recopiladas en libros.

Ejemplo de estos coeficientes son los coeficientes de pérdida de presión local o coeficientes de transferencia calor por convección. Los valores habituales recogidos en

la bibliografía se basan en resultados de experimentos realizados principalmente con agua. En el caso de fluidos más viscosos, como es el caso de los refrigerantes de transformadores de potencia, estas expresiones resultan menos precisas. Es por este motivo que algunos autores han determinado sus propias expresiones a partir de resultados hallados con técnicas CFD. Las correlaciones así halladas se utilizan posteriormente en sus modelos de redes. Estas redes se conocen como redes calibradas. Ejemplo de estas calibraciones son las aportadas por Wu *et al.* en el año 2012. En estos trabajos simulaban casos habituales de flujo de aceite en transformadores de potencia para obtener los coeficientes de pérdida de presión por fricción, los coeficientes locales de pérdida de carga y los coeficientes de transferencia de calor por convección [60-61]. Otro ejemplo de calibración ha sido realizado en 2015 por Coddé *et al.* donde se desarrolla un método para obtener los coeficientes locales de pérdida de presión y se muestran las diferencias con respecto a los obtenidos de la bibliografía [62].

2.8. Resumen

En el presente capítulo se han mostrado los estudios realizados en el campo del modelado térmico aplicado a transformadores de potencia. La gran mayoría de estos trabajos se centran en un análisis térmico de los devanados, así como el estudio del flujo de aceite mineral a través de los mismos. Sin embargo, existe una escasez de información de estos modelos cuando se aplican con líquidos dieléctricos alternativos como los ésteres naturales y sintéticos. Estos nuevos fluidos son más viscosos y su análisis térmico está lleno de incógnitas. Así, el presente trabajo se centra en el modelado térmico estático de devanados de transformadores de potencia refrigerados con líquidos dieléctricos alternativos, especialmente con aquellos basados en ésteres.



Capítulo 3. CFD



3. CFD

En el presente capítulo se expondrá la técnica de modelado CFD, presentando su base teórica y la metodología de análisis utilizada en esta tesis, así como los estudios realizados siguiendo esta metodología y sus resultados.

3.1. Introducción

Dado que las ecuaciones diferenciales que rigen la mecánica de fluidos son no lineales, no es posible obtener una solución analítica para la gran mayoría de problemas. Este es el motivo por el cual se recurre a técnicas numéricas para la resolución de estas ecuaciones. Entre estas técnicas está la dinámica de fluidos computacional (CFD). Esta técnica resuelve estas ecuaciones apoyándose en las técnicas matemáticas del método de elementos finitos o en el método de volúmenes finitos [63].

3.2. Fundamento teórico

En este apartado se explica el fundamento teórico de la dinámica de fluidos computacional.

3.2.1. Flujo de fluidos

En el caso de fluidos en movimiento se aplican los principios de conservación de la masa y de conservación de la cantidad de movimiento. El cumplimiento de estos principios da lugar a las ecuaciones que rigen el flujo de un fluido. Estas ecuaciones son complementadas con otras en el caso de que aparezcan otros fenómenos físicos en el sistema, como el intercambio de calor o el transporte de especies. Otro ejemplo sería el caso del flujo turbulento, donde se añaden las ecuaciones que permiten determinar los parámetros de la turbulencia. Los estudios presentados en esta tesis han sido realizados suponiendo que los flujos son laminares y no isotermos y el sistema se encuentra en estado estacionario.

Si se aplica el principio de conservación de la masa, se llega a la ecuación (3.1) [64].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.1)$$

La ecuación (3.1) es la forma general de la conservación de la masa y vale tanto para flujos compresibles como para flujos incompresibles. El término ρ representa la densidad del fluido, \vec{v} representa el campo de velocidades y S_m representa las

variaciones de masa en el sistema. Para el caso particular de flujos monofásicos e incompresibles en estado estacionario, la expresión (3.1) se simplifica, convirtiéndose en la ecuación (3.2).

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.2)$$

La conservación de la cantidad de movimiento en un sistema inercial se describe por la ecuación (3.3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.3)$$

Donde p es la presión estática, $\bar{\bar{\tau}}$ representa el tensor de tensiones, el término $\rho \vec{g}$ representa las fuerzas de flotabilidad y \vec{F} representa las fuerzas externas que puedan actuar sobre el sistema. En el caso de un flujo incompresible de un fluido newtoniano en régimen laminar, el tensor de tensiones se puede expresar del siguiente modo:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \cdot \nabla^2 \vec{v} \quad (3.4)$$

De esta forma se obtienen las ecuaciones de Navier-Stokes, que expresadas de forma vectorial para un flujo incompresible en estado estacionario siguen la expresión (3.5).

$$\rho \nabla \cdot (\vec{v} \times \vec{v}) = -\nabla p + \mu \cdot \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.5)$$

Conjuntamente, las ecuaciones (3.2) y (3.5) describen el comportamiento de un flujo incompresible en estado estacionario de un fluido newtoniano, siendo este el caso de los estudios presentados en esta tesis.

3.2.2. Transferencia de calor

Aparte del flujo de fluidos, en el modelado térmico de transformadores aparece también el fenómeno de la transferencia de calor. En estos casos, además de la conservación de la masa y de la cantidad de movimiento, también se aplica el principio de conservación de la energía. La conservación de la energía viene dada por la expresión (3.6) [64].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{j}_j + (\overline{\tau_{eff}} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (3.6)$$

Donde E es la energía interna. Los términos de la parte derecha de la ecuación (3.6) representan la transmisión de energía debido a la conducción, a la difusión de especies, a la disipación viscosa y a fuentes externas. En los casos tratados en esta tesis, no existe la difusión de especies y la disipación viscosa es despreciable. Por tanto, la ecuación (3.6) se convierte en la ecuación (3.7).

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla(k \nabla T) + S_h \quad (3.7)$$

En las regiones sólidas del dominio, la ecuación de la energía en estado estacionario que se aplica viene dada por la ecuación (3.8).

$$0 = \nabla(k \nabla T) + S_h \quad (3.8)$$

Los modelos CFD desarrollados en esta tesis resolverán las ecuaciones (3.2), (3.5) y (3.7) para obtener la distribución del flujo y la temperatura en el devanado del transformador.

3.3. Metodología de análisis CFD

En este apartado se explicarán los pasos a seguir para llevar a cabo un análisis CFD con la finalidad de describir el proceso de elaboración de los modelos desarrollados en esta tesis.

El procedimiento para realizar un estudio CFD consta de un pre-procesado, la solución del problema y el post-procesado de los resultados. La etapa de pre-procesado consta de los pasos de elaboración de la geometría, discretización de la geometría y preparación del caso con las condiciones de contorno. La solución del problema consiste en la resolución numérica de las ecuaciones diferenciales. El post-procesado consiste en el tratamiento de los resultados obtenidos de la solución de las ecuaciones. Los modelos realizados en este trabajo se han llevado a cabo empleando dos softwares comerciales, concretamente COMSOL Multiphysics® y ANSYS Fluent®.

3.3.1. Elaboración de la geometría

Es la primera etapa del pre-procesado. Consiste en realizar una construcción geométrica del sistema que se quiere analizar. A esta geometría se le denominará dominio y constará de diferentes regiones, en función de cómo sea el sistema que se desea analizar.

La geometría del sistema que se analiza puede ser plana, para un análisis 2D o 2D axisimétrico, o un volumen, para un análisis 3D. Se ha de tener en cuenta que para un análisis en 2D axisimétrico es importante la posición relativa de la geometría con respecto al eje de revolución, ya que un error daría lugar a una geometría diferente a la deseada.

La geometría puede ser construida de dos maneras. La primera consiste en utilizar la herramienta CAD del software CFD utilizado, si dispone de ella. La segunda manera es realizarla con una herramienta CAD externa e importarla al software CFD.

A pesar de que las herramientas externas permiten una elaboración de la geometría más sencilla, realizar la geometría dentro del propio software de CFD conlleva algunas ventajas, ya que no requerirá de elaborar nuevas geometrías y de realizar las consiguientes nuevas importaciones en el caso de que se modifiquen las dimensiones del modelo.

Hay que tener en cuenta que, en un análisis de este tipo donde intervienen varias físicas, hay que representar no sólo los dominios sólidos, como puedan ser los conductores de las espiras de un transformador, sino también los dominios relativos a los fluidos, como el aceite dieléctrico o el aire del entorno. En función de las físicas consideradas habrá que representar todos o algunos de estos elementos.

La Figura 3.1 presenta una geometría 2D similar a las estudiadas en esta tesis y representa la región del devanado comprendida entre dos paredes de cartón. En esta región aparecen los conductores que forman las espiras del devanado y los canales de refrigeración por donde circula el aceite. Más concretamente, se muestra una porción de un devanado de baja tensión tipo disco de un transformador de potencia donde aparecen 19 discos y 20 canales horizontales que forman un paso del mencionado devanado.

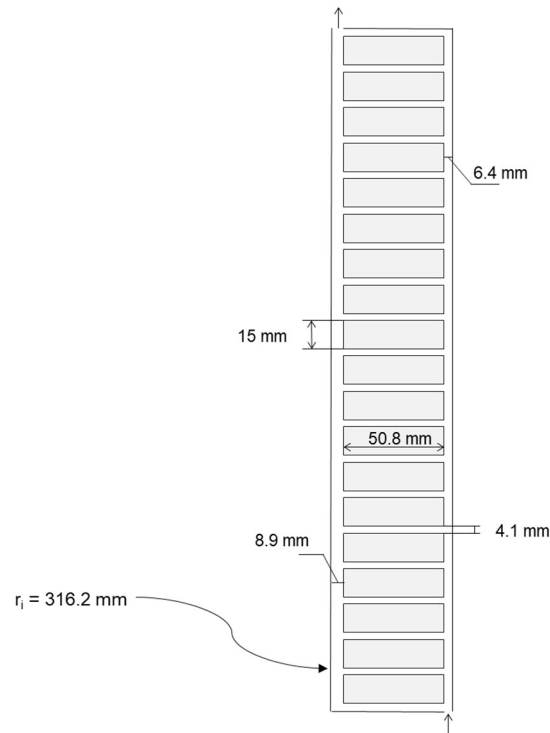


Figura 3.1. Esquema del devanado de un transformador tipo disco.

La construcción de la geometría mostrada en la Figura 3.1 se basa en un ensamblaje de rectángulos. Así, tanto los discos del devanado como los canales del circuito de refrigeración se pueden construir a base de esta figura geométrica, tal como se muestra en la Figura 3.2. En este caso no se introducen los redondeos de las esquinas existentes en los discos reales. De esta forma se facilita la posterior discretización de la geometría sin que tenga un impacto relevante sobre los resultados.

3.3.2. Discretización de la geometría

Es el segundo paso de la etapa de pre-procesado. En este paso se dividirá la geometría construida en un número determinado de elementos o celdas en las cuales se aplicarán las ecuaciones de conservación que definen el problema. La solución final se verá afectada por el número de elementos y la calidad de estos. Lo más idóneo en estos casos es construir un sistema de celdas cuadradas/rectangulares cuyos lados estén alineados con los ejes de coordenadas y sus ángulos formen 90° . Otro tipo de celdas es posible, como celdas triangulares, aunque el número de elementos necesarios en este caso para conseguir la misma precisión es mayor que en el caso anterior.

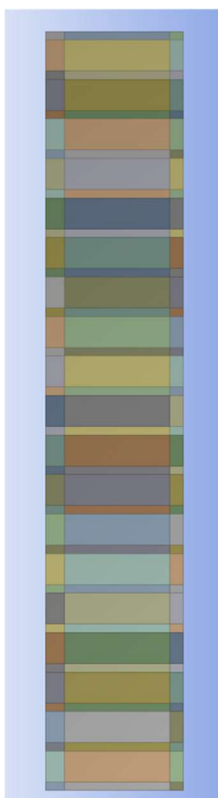


Figura 3.2 Representación geométrica del devanado de un transformador tipo disco.

Generalmente, cuanto mayor sea el número de elementos de la malla, mayor será la precisión de los resultados obtenidos, pero, a su vez, mayor será la capacidad de cálculo necesaria y el tiempo requerido para obtener la solución. Por ello, se ha de llegar a una solución de compromiso en la cual el número de elementos de la malla debe garantizar una solución suficientemente precisa sin emplear un tiempo excesivo. Para determinar el número de elementos idóneo es recomendable realizar un estudio previo en el cual se establece cuando la influencia del número de elementos es despreciable. De esta forma, los resultados obtenidos son independientes del número de elementos de la malla.

Una forma de disminuir el número de elementos consiste en reducir el tamaño de la celda en las zonas donde los gradientes son mayores, por ejemplo, en las paredes de los canales de los fluidos, y aumentar el tamaño de celda en el centro, donde los gradientes son menores. Además, se ha de tener en cuenta a la hora de realizar la división las diferencias entre las direcciones transversal y longitudinal al flujo, ya que la dirección longitudinal permite un tamaño de elemento mayor.

También es necesario diferenciar en el dominio, ya sea en este paso o en el anterior, las zonas sólidas de las fluidas, puesto que las ecuaciones a resolver no son las mismas y las exigencias de discretización son diferentes. En el caso del dominio sólido únicamente interviene la transferencia de calor por conducción, un mecanismo en el cual no interviene la velocidad y por tanto permite un tamaño de los elementos mayor que en el fluido. Por el contrario, en el fluido al intervenir la velocidad y la transferencia de calor por convección, los fenómenos son no lineales y es necesario reducir el tamaño de los elementos. Adicionalmente, aparecen los efectos de las capas límite térmica e hidráulica, que elevan las exigencias de la malla, siendo necesario un tamaño de elemento menor en esas regiones.

En la Figura 3.3 se aprecia un detalle de la malla establecida para la geometría presentada anteriormente, en las Figuras 3.1 y 3.2. Consta de elementos rectangulares cuyos ejes están alineados con los ejes de coordenadas. Se puede apreciar que en la dirección longitudinal al flujo el tamaño de los elementos aumenta a medida que se aproxima a la parte central de los canales.

Como se ha mencionado anteriormente, realizar un estudio previo para determinar el número de elementos adecuado permite ahorrar tiempo de procesamiento del problema sin apenas perder precisión. Para este tipo de análisis se realizan mallas con diferente número de elementos y se analizan los resultados de interés. Es recomendable que el modelo empleado para este tipo de estudio sea menor que el que se desea analizar, con el fin de reducir tiempo de computación. Una vez se tienen los resultados se analizan las diferencias obtenidas entre las diferentes mallas para el mismo sistema. La adecuada permitirá un tiempo de resolución más rápido sin afectar de forma significativa a los resultados.

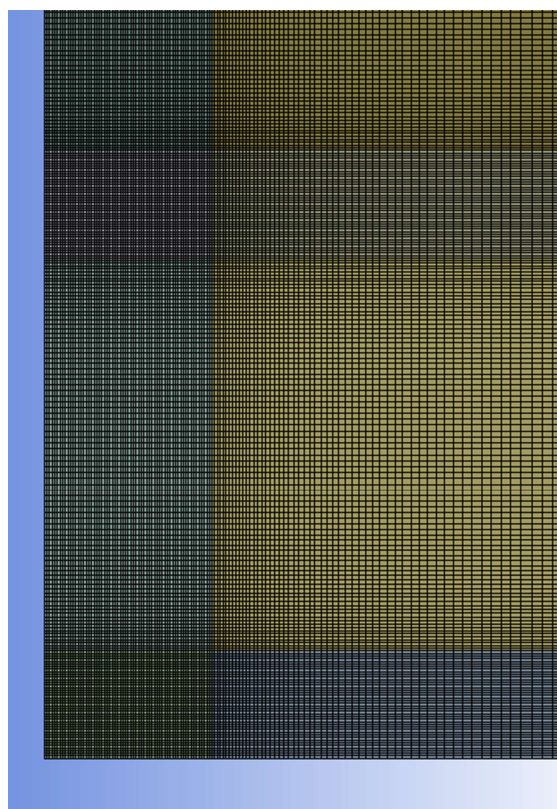


Figura 3.3 Detalle de la discretización de una geometría en elementos rectangulares.

3.3.3. Configuración del modelo

Este es el último paso de la etapa de pre-procesado. En él se definen los últimos aspectos previos a la solución del sistema que se desea analizar. Consta de varias partes:

- Modelos: aquí se definen las físicas que intervienen en el sistema a analizar. En el caso propuesto como ejemplo son la mecánica de fluidos y la transferencia de calor.
- Materiales: aquí se definen los materiales de los que se compone el sistema y sus propiedades relacionadas con las físicas resueltas.
- Dominios: aquí se asigna a cada dominio su material correspondiente, así como los términos fuente que puedan aparecer.

- Condiciones de contorno: En este apartado se definen las regiones de entrada y salida, zonas de simetría, paredes, regiones adiabáticas y demás fronteras que puedan aparecer en el sistema. Además, se dan los valores a las condiciones de entrada.
- Configuración del resolvidor: En este apartado se configura el resolvidor empleado en el análisis, así como distintos aspectos relacionados con el mismo. También se introducen los criterios de convergencia para la solución, así como el número de iteraciones máximo.

Una vez concluido este paso, el software procede a la solución del problema y a la obtención de resultados.

3.3.4. Resolvidor

La resolución de las ecuaciones que intervienen en el sistema se basa en el método de volúmenes finitos. Para emplear este método es necesario dividir el sistema en un número de volúmenes de control. En cada uno de los volúmenes de control se integran las ecuaciones de conservación a resolver. A continuación, se aproximan numéricamente las integrales. Después se aproximan los valores en las caras y las derivadas de las variables en los nodos. Por último, se ensambla y resuelve el sistema algebraico obtenido.

Las diferentes técnicas para aproximar las integrales, así como para resolver el sistema de ecuaciones obtenido, dan lugar a diferentes tipos de resolvidores. Según el tipo de resolvidor que se emplee la aproximación de los valores, el empleo de memoria, y el tiempo de resolución será diferente.

Habitualmente, para resolver el problema de flujos incompresibles se emplea el resolvidor basado en la presión. Se realiza mediante un algoritmo que se basa en el método de proyección. En este método, la restricción de la conservación de la masa en el campo de velocidades se consigue resolviendo una ecuación de presión o presión corregida. Esta ecuación de presión se obtiene a partir de la ecuación de continuidad y de la conservación de la cantidad de movimiento, de tal forma que el campo de velocidades, corregido por la presión, satisface la ecuación de continuidad. Hay dos tipos de algoritmos que se emplean con esta técnica: el algoritmo segregado y el algoritmo acoplado.

Método segregado

En el algoritmo segregado, las ecuaciones que gobiernan el sistema se resuelven de forma secuencial. Debido a que estas ecuaciones son no-lineales y acopladas entre sí, es necesario emplear un método iterativo para llegar a una solución. En el proceso de resolución, cada ecuación se resuelve de forma desacoplada o segregada del resto de ecuaciones. Esto hace que este procedimiento consuma menos memoria, ya que las ecuaciones discretizadas se guardan solo una cada vez. Sin embargo, la convergencia empleando este método es más lenta. La resolución siguiendo este algoritmo se efectúa de la siguiente manera [64]:

1. Actualización de los valores de las propiedades del fluido basadas en la solución actual.
2. Resolución de las ecuaciones de la conservación de la cantidad de movimiento, una tras otra.
3. Resolución de la ecuación de la presión corregida, usando los valores de velocidad recién calculados.
4. Corrección de los flujos máscicos a través de las caras, presión y campo de velocidad utilizando la presión corregida del paso 3.
5. Resolver las ecuaciones para el resto de variables que intervienen en el sistema, tales como transporte de especies, energía, valores de turbulencia y radiación, utilizando los valores actuales de las variables.
6. Actualizar los términos fuente de las ecuaciones.
7. Revisar la convergencia.

Método acoplado

En el método acoplado se resuelve un sistema de ecuaciones que comprenden las ecuaciones derivadas de la conservación de la cantidad de movimiento y la ecuación de continuidad basada en la presión. Es decir, el método acoplado agrupa los pasos 2 y 3 del método segregado en un único paso donde se resuelven las ecuaciones de forma acoplada. Las ecuaciones restantes se resuelven de forma análoga al método segregado [64].

Resolver las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento de manera acoplada hace que aumente la velocidad de convergencia del algoritmo comparando con el método segregado. Sin embargo, la memoria requerida para este método es del orden de 1,5-2 veces mayor que en el método segregado, ya que en el sistema discreto de las ecuaciones se almacenan todos los valores a la vez para resolver los campos de velocidad y presión [64].

3.3.5. Post-procesado

Esta es la etapa posterior a la resolución de las ecuaciones que gobiernan el sistema y consiste en la obtención y el análisis de los resultados obtenidos. En el tipo de análisis como el que se realiza en este trabajo se resuelven los campos de presión, velocidad y temperatura en el devanado del transformador.

Resultados como la temperatura máxima, el reparto del flujo másico o la temperatura de salida del aceite son los que habitualmente se presentan en estudios similares a los presentados en esta tesis. Por ejemplo, la Figura 3.4 muestra gráficos obtenidos en el post-procesado de los resultados obtenidos.

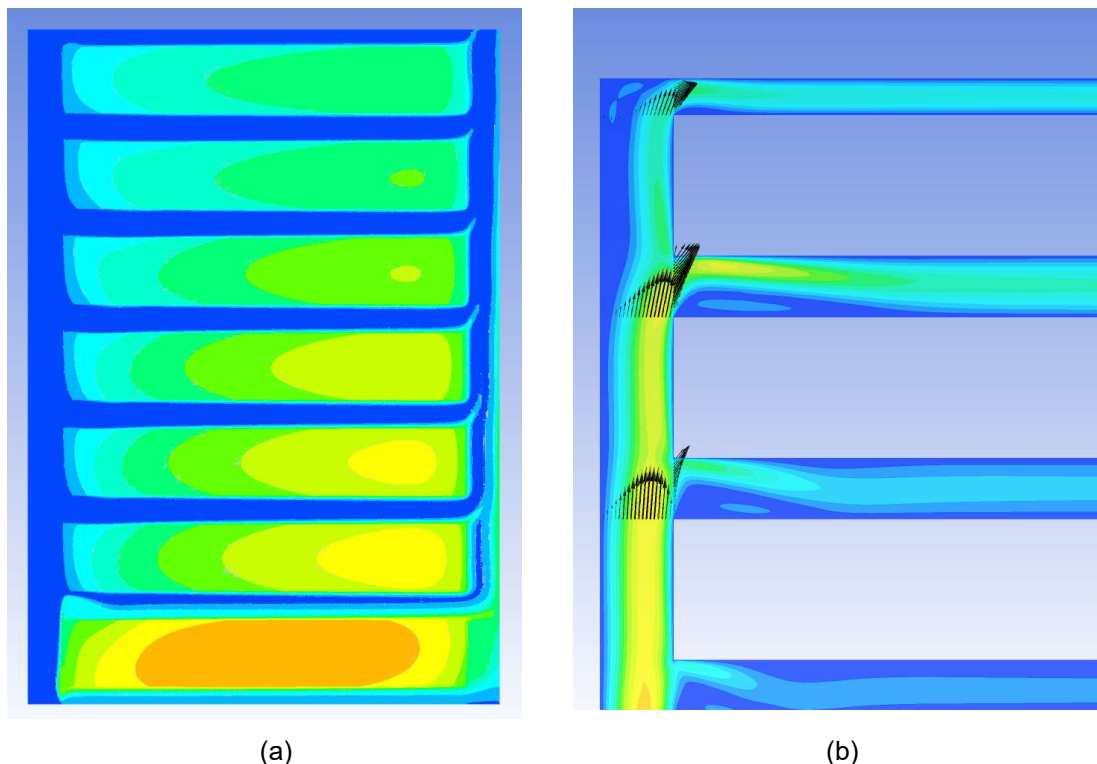


Figura 3.4 Resultados gráficos obtenidos del post-procesado de un análisis. (a) temperaturas, (b) velocidades.

También resulta interesante cuantificar la pérdida de carga que se produce en los devanados. Este valor resulta útil para comparar dos fluidos diferentes trabajando con las mismas condiciones de velocidad y temperatura de entrada.

3.4. Estudios previos

En este apartado se muestran los estudios previos realizados para el posterior desarrollo de los modelos CFD y análisis de los estudios realizados en esta tesis.

3.4.1. Validación del modelo 2D

Un apartado importante de los análisis CFD consiste en contrastar la validez de los resultados obtenidos. Para ello, lo ideal sería comparar los resultados numéricos obtenidos con el análisis CFD con otros obtenidos de forma experimental. Si la concordancia fuese aceptable, se podrían asumir como buenos los resultados numéricos. Algunos autores estiman que un error inferior a un 5% resulta aceptable a la hora de validar un modelo CFD [65].

Otro método para contrastar la validez del modelo CFD consiste en comparar sus resultados con los obtenidos por otro modelo CFD que ya ha sido previamente contrastado. Este método resulta útil cuando no se dispone de datos experimentales. Esta estrategia ha sido la seguida en esta tesis.

Así, en [19] los autores presentan un modelo 2D de un paso del devanado de baja tensión de un transformador de potencia, cuya geometría se muestra en la Figura 3.1. Han comparado los resultados obtenidos experimentalmente con los resultados de sus modelos validando estos últimos.

En esta tesis se ha replicado el modelo mencionado considerando las mismas condiciones y se han obtenido los resultados de temperaturas y velocidades para su comparación con los del original.

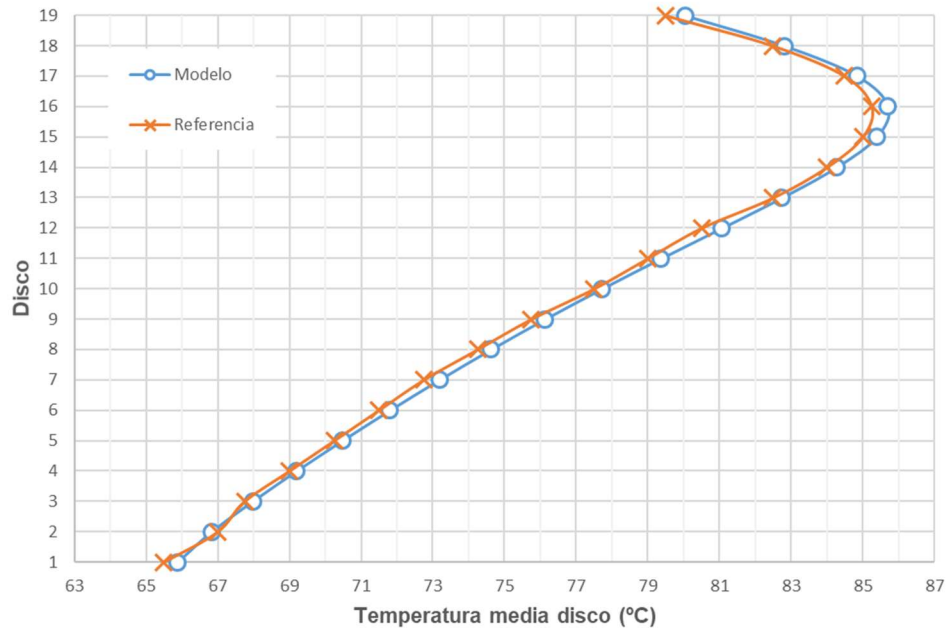


Figura 3.5 Comparación de temperaturas del modelo con la referencia propuesta.

La Figura 3.5 muestra la comparación de las temperaturas medias de los discos. Se aprecia una buena concordancia entre los resultados obtenidos por el modelo desarrollado en esta tesis y los proporcionados por el modelo de la referencia, siendo la desviación máxima apreciada inferior a 1°C.

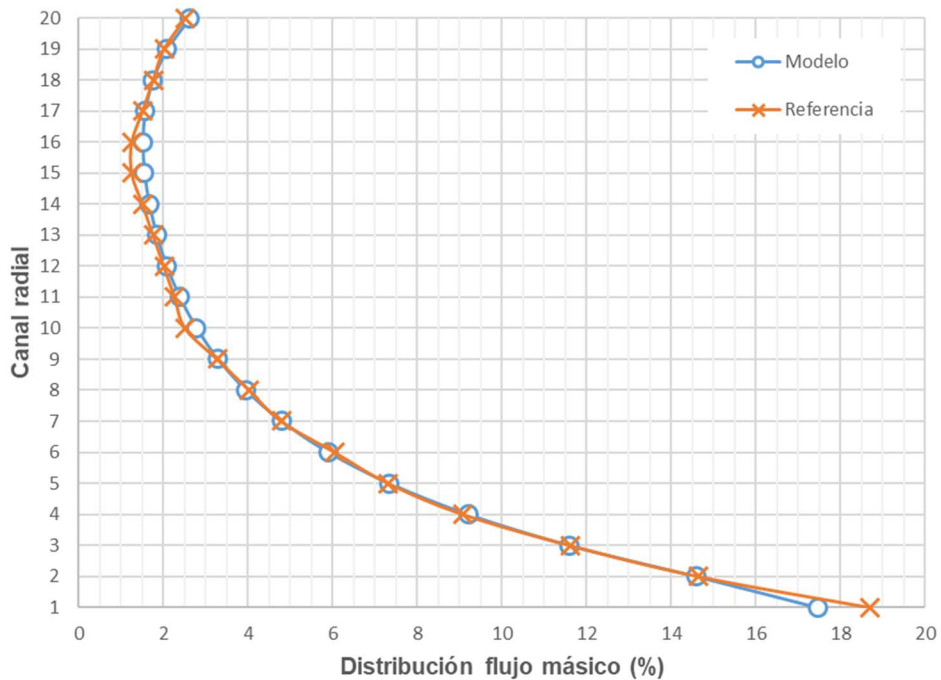


Figura 3.6 Comparación de la distribución del flujo másico del modelo con la referencia propuesta.

En la Figura 3.6 se compara el reparto del flujo másico por los canales horizontales. De manera análoga a las temperaturas, los resultados obtenidos concuerdan con los resultados proporcionados por el modelo de la referencia.

Aparte de los resultados mostrados anteriormente, también se han comparado la temperatura máxima del devanado y la temperatura de salida del aceite, obteniendo desviaciones inferiores a 1°C.

Realizado este trabajo comparativo se concluye que el modelo 2D propuesto en esta tesis es válido para realizar el análisis de un devanado de estas características.

3.4.2. Estudio de independencia de la malla sobre los resultados

Tal como se comentó en el apartado 3.3.2, se ha realizado un estudio generando, tanto para el modelo 2D como para el 3D, varias mallas con diferente número de elementos, con la finalidad de determinar el valor para el cual la cantidad de elementos deja de tener una influencia significativa sobre los resultados obtenidos. De esta forma se establece la malla que permite un tiempo de resolución más corto sin perder precisión en los resultados.

Respecto a los modelos en 2D, se llevó a cabo un primer análisis, con una malla de aproximadamente dos millones de elementos en el modelo de un paso del transformador. Con este primer estudio ya se conseguía validar el modelo en temperaturas. A continuación, se repitió el estudio con una malla compuesta de 700k elementos. Los resultados de temperatura obtenidos de este segundo estudio, tanto de temperaturas como de velocidades, tenían desviaciones despreciables con respecto al caso inicial. La Figura 3.7 muestra la comparación de las temperaturas medias en los discos con ambas mallas. Como conclusión, el modelo 2D queda validado con la malla menos densa, ya que replica los resultados obtenidos en [19].

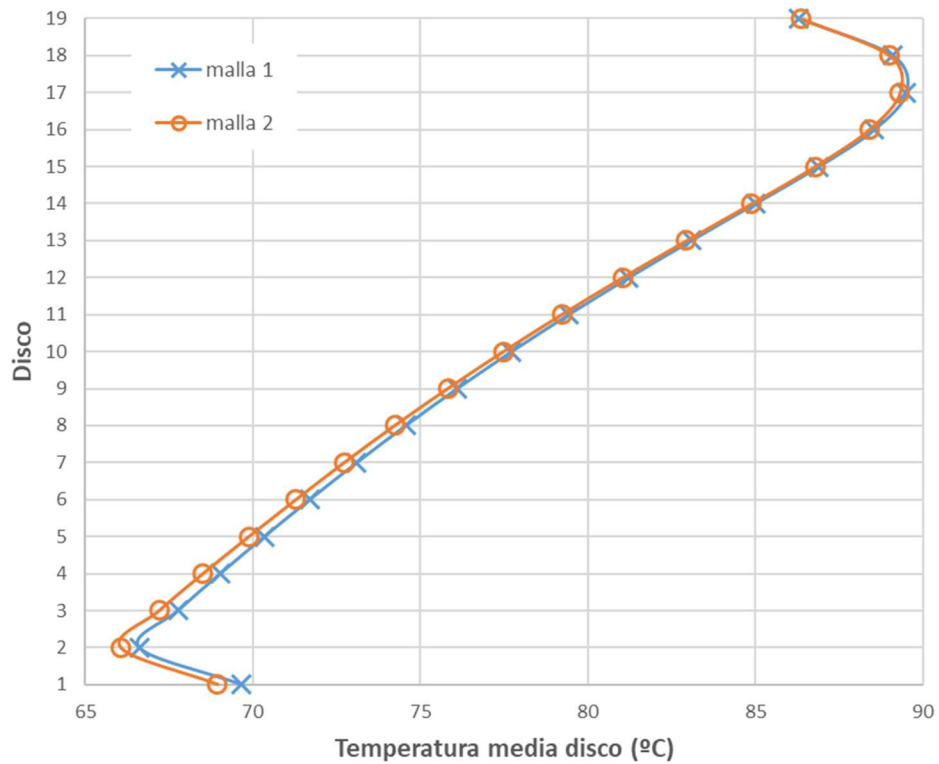


Figura 3.7 Comparación de los resultados de las mallas.

Para el modelo 3D, se estudian tres mallas diferentes sobre un modelo que considera una porción de 10° de dos discos del devanado de un transformador, representado en la Figura 3.8.

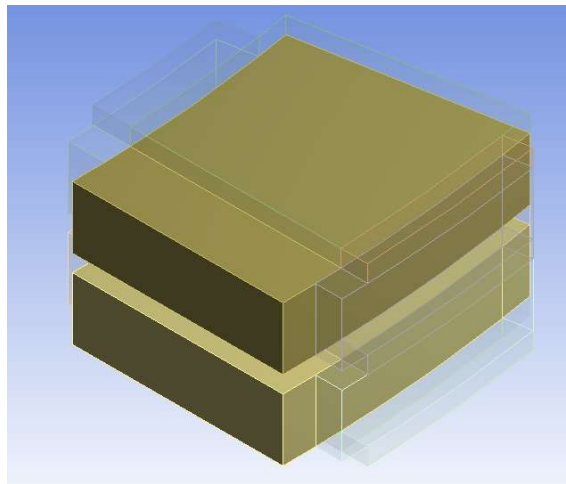


Figura 3.8 Representación geométrica en 3D de dos discos del devanado de un transformador de potencia.

En las tres mallas realizadas, se reduce el tamaño de elemento a la mitad con respecto de la anterior, partiendo de un tamaño de 0,5 mm de arista. Los resultados comparados son las temperaturas media y máxima de cada disco y el reparto del flujo másico por los canales radiales.

Las tres mallas empleadas en este estudio constan de 461k, 3,44M y 26,9M de elementos y aparecen representadas en la Figura 3.9.

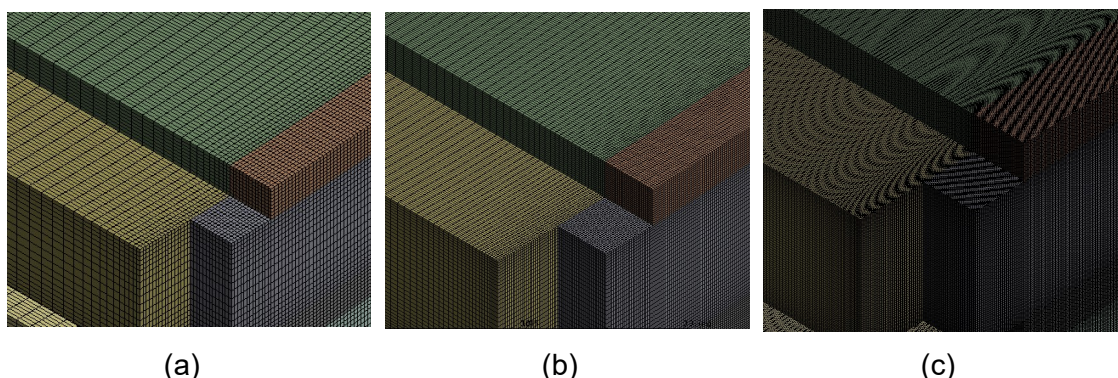


Figura 3.9 Representación de las tres mallas empleadas para el estudio de independencia de la malla. La malla (a) consta de 461k elementos, la (b) de 3,44M de elementos y la (c) de 26,9M de elementos.

Los resultados obtenidos para cada uno de los casos vienen recogidos en la Tabla 3.1. Se aprecia poca variabilidad entre las mallas consideradas. De hecho, entre casos extremos de mallado existen variaciones entre 0.8 y 1.2K en las temperaturas media y máxima. De lo anterior se concluye que realizar un tamaño de elemento como el considerado en la malla (a) tiene baja influencia sobre los resultados y además reduce el tiempo de ejecución.

Tabla 3.1 Resultados del test de independencia de la malla.

		Malla (a)	Malla (b)	Malla (c)
T media (K)	Disco 1	336.41	337.01	337.28
	Disco 2	335.61	336.19	336.48
T máx. (K)	Disco 1	341.44	342.3	342.51
	Disco 2	340.37	341.25	341.49
Flujo másico (kg/s)	Canal 1	0.005058	0.005057	0.005062
	Canal 2	0.00602	0.006031	0.006029
	Canal 3	0.007186	0.007177	0.007173

3.5. Comparación termo-hidráulica de un aceite mineral y dos ésteres naturales

En este apartado se presentan los resultados de los estudios CFD realizados con el modelo 2D cuya validación ha sido realizada en el apartado 3.4.1. Estos estudios se centran principalmente en analizar el comportamiento termo-hidráulico de dos líquidos dieléctricos biodegradables basados en ésteres naturales en un devanado de un transformador de potencia. Los resultados se comparan con los obtenidos con aceite mineral, que se establece como fluido de referencia.

En primer lugar, se realiza el modelado geométrico del devanado de baja tensión de un transformador de 66 MVA que está en servicio en la red de Hydro-Quebec y viene mostrado en [19-20].

Consta de 78 discos, con una disposición tal que permite exista circulación axial y radial del fluido por el devanado del transformador. Unas arandelas directoras del flujo se colocan cada cierto número discos, en este caso cada 19 discos, para forzar la circulación radial del fluido. El espacio comprendido entre dos arandelas se le conoce como paso. El devanado consta de cuatro pasos de 19 discos, con dos discos adicionales en la parte inferior. Los discos están separados verticalmente entre sí por espaciadores de madera de 4,1 mm de altura, dando lugar a los canales radiales. El devanado está confinado entre dos cilindros de cartón aislante y separado de ellos por listones de madera. Se dispone de 36 listones de 8,9 mm de anchura en la cara interior del devanado y de otros 36 de 6,4 mm de ancho en la cara exterior. La anchura de estos listones determina la anchura de los canales axiales interior y exterior. Además, ambos tipos de listones se encuentran repartidos homogéneamente a lo largo del contorno del devanado. Esta configuración da lugar a la división del devanado en 18 sectores iguales de 20° de arco cada uno. Por último, un espaciador adicional se introduce con las arandelas directoras, con lo que cada paso consta de 19 discos y 20 canales radiales.

En el caso del análisis 2D se ignoran los efectos producidos por los listones y espaciadores, representándose únicamente el perfil del devanado. En la Figura 3.10 se aprecia una representación del devanado en 2D.

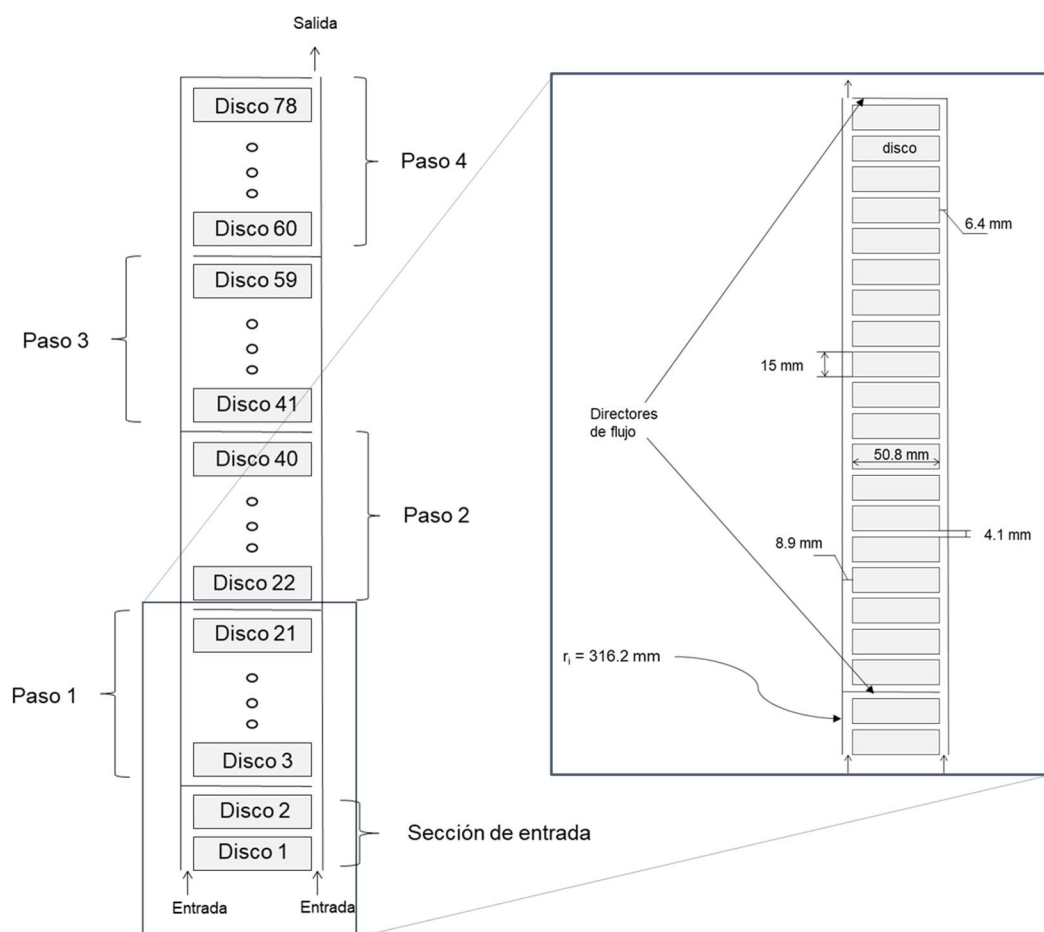


Figura 3.10 Esquema del devanado empleado en el estudio.

En segundo lugar, se aplican al modelo las mismas condiciones de contorno e iniciales y términos fuente que las consideradas en [19-20]. Para modelar las pérdidas en el cobre, se fija una fuente de calor uniforme de 676,9 W/disco. Este dato se corresponde con el empleado en el ensayo de calentamiento del transformador. También se establece una temperatura y un flujo másico de entrada del aceite de 46,7°C y de 0,78 kg/s, respectivamente. Las paredes exteriores del sistema se consideran adiabáticas y por tanto no se modela la transferencia de calor al exterior a través de ellas. La presión de la sección de salida del flujo de aceite se considera como referencia, estableciendo su presión relativa en 0 Pa.

Como se ha mencionado previamente, los fluidos dieléctricos que se consideran en esta parte del estudio son dos esteres naturales y un aceite mineral. Las propiedades de estos líquidos necesarias para el análisis son: densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad. Estas cuatro propiedades son las que intervienen en los

fenómenos físicos de transferencia de calor y flujo de fluidos. La Figura 3.11 representa la variación de estas propiedades con la temperatura para los tres fluidos considerados. Se aprecia que la viscosidad del aceite mineral es menor que la de los ésteres naturales, lo que indica que, en las mismas condiciones, el esfuerzo necesario para que fluya será menor.

En el caso de los materiales sólidos, es importante conocer su conductividad térmica, ya que es esta propiedad la que afecta únicamente a la conducción de calor en esas regiones. La densidad y el calor específico del sólido no son relevantes en un estudio en régimen estacionario, ya que únicamente afectan a la evolución temporal de las temperaturas en él. Cada disco del devanado se constituye de 18 conductores de cobre rodeados de una capa de 0,4mm de espesor de papel aislante. Las propiedades de estos materiales vienen dadas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Propiedades de los materiales sólidos.

	Densidad (kg/m^3)	Conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	Calor específico ($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)
Cobre	8700	400	385
Papel	930	0,19	1340

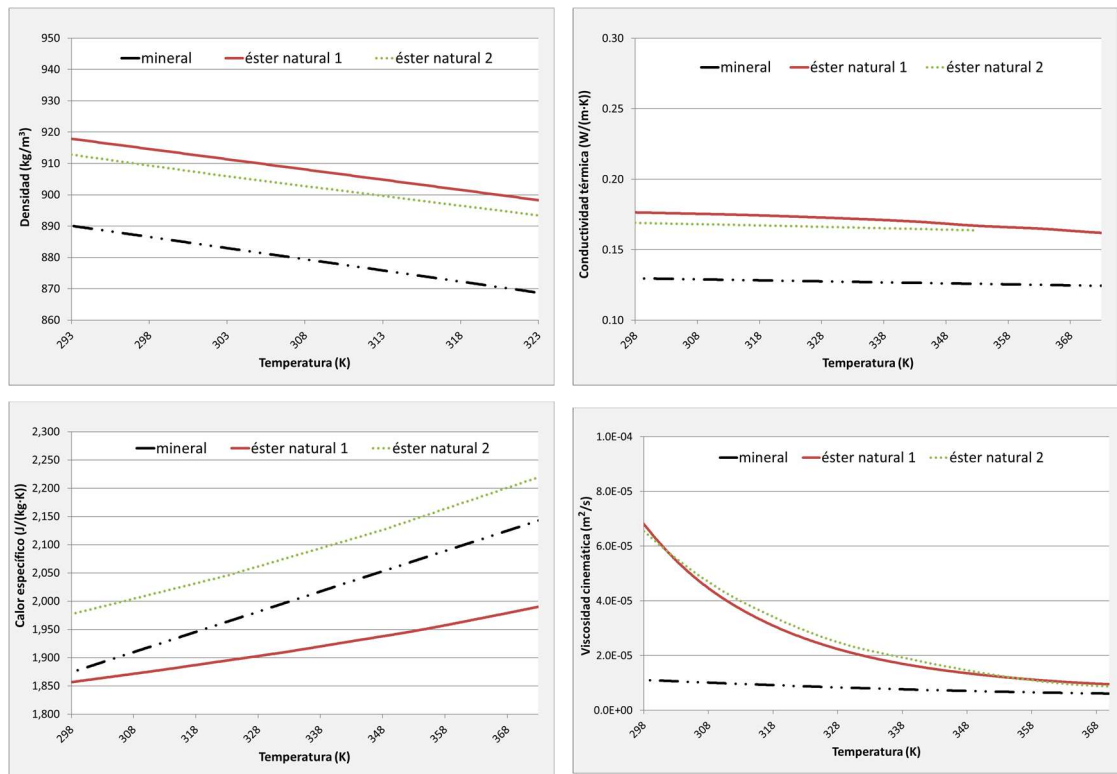


Figura 3.11 Variación de las propiedades de los fluidos empleados con la temperatura. (a) densidad, (b) conductividad térmica, (c) calor específico, (d) viscosidad cinemática.

3.5.1. Caso base

Se realiza un primer análisis en el cual se compara el comportamiento térmico de los tres fluidos considerando las condiciones de contorno anteriormente descritas. Este caso será considerado como la referencia para el resto de estudios realizados en este apartado. La Figura 3.12 muestra la distribución de las temperaturas medias de los discos para los tres fluidos. En esta figura se diferencian dos familias de curvas, una correspondiente al aceite mineral y otra correspondiente a los esteres. Dicha diferencia se debe principalmente al diferente valor de las propiedades de ambos tipos de fluido.

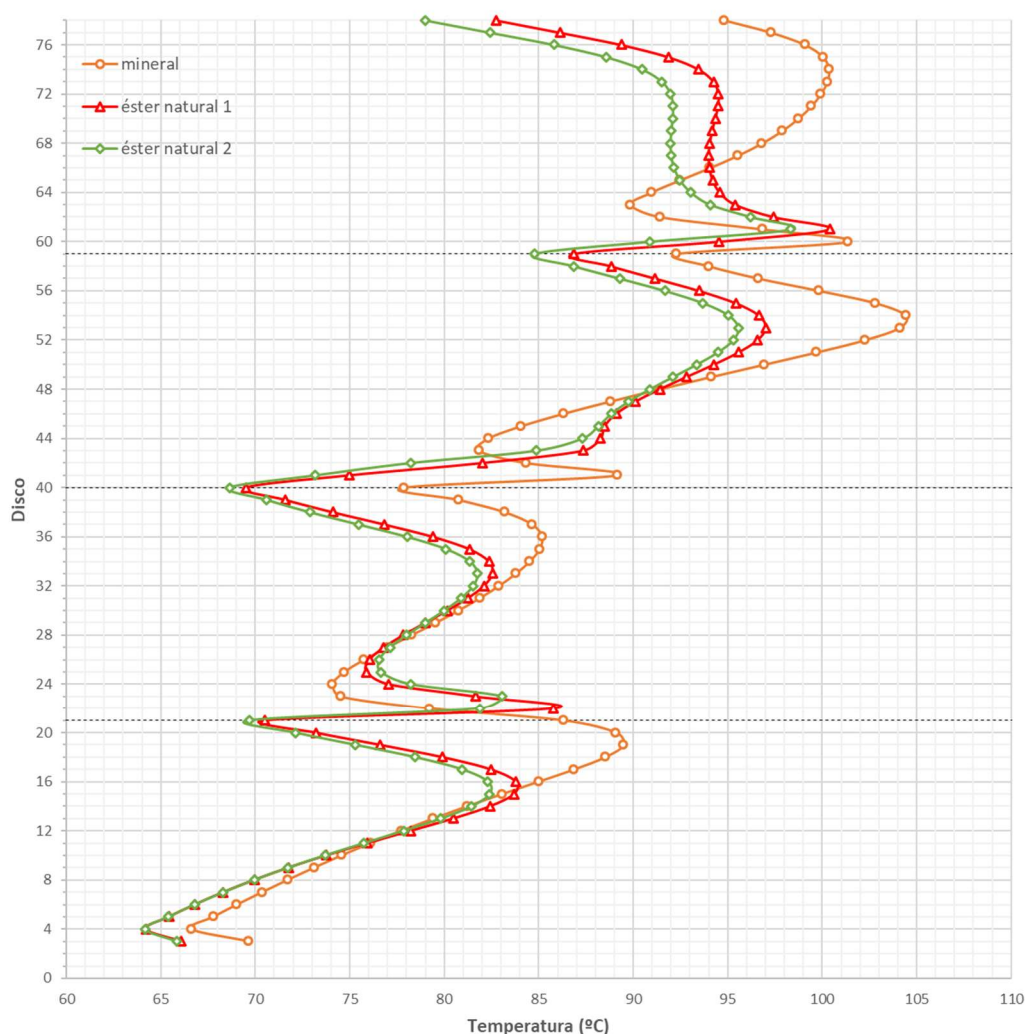
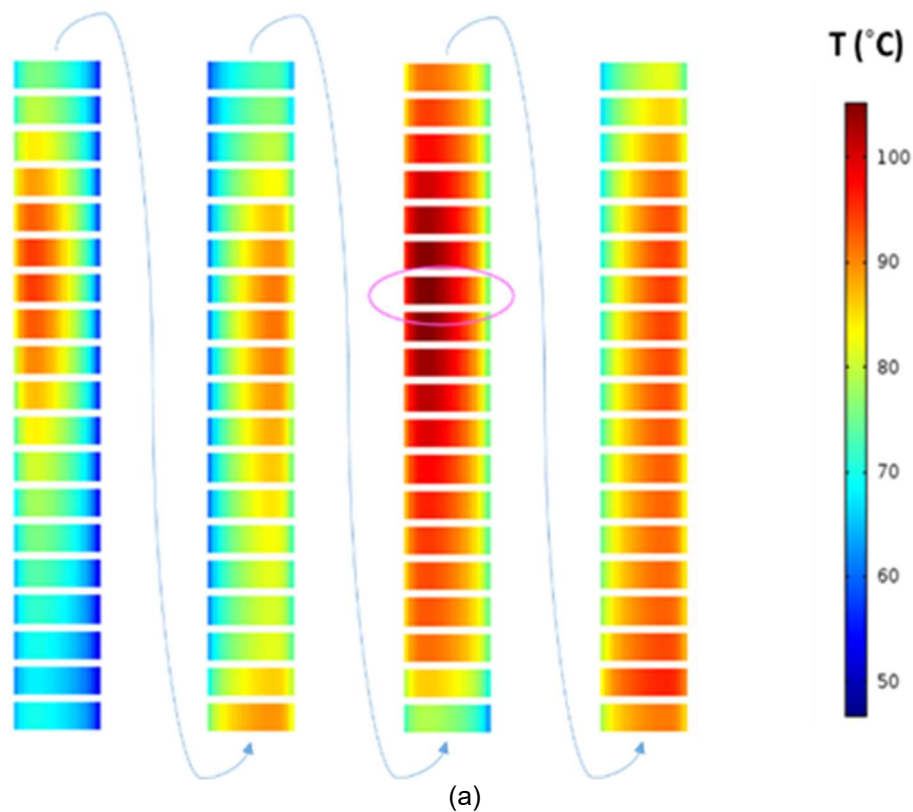


Figura 3.12 Distribución de las temperaturas medias de los discos.

De la Figura 3.12 se deduce que, en las condiciones consideradas para este estudio, el valor de temperatura media en los discos obtenida cuando son refrigerados por ambos ésteres es menor que el obtenido por el aceite mineral. Este resultado indica que, desde el punto de vista térmico, los ésteres naturales, debido a sus propiedades térmicas, mejoran el intercambio de calor con respecto al aceite mineral. La Figura 3.13 muestra las temperaturas de los discos de los cuatro pasos del devanado para cada uno de los aceites testeados. En ella se observa que el punto caliente se encuentra localizado en el tercer paso para cada uno de los fluidos considerados.



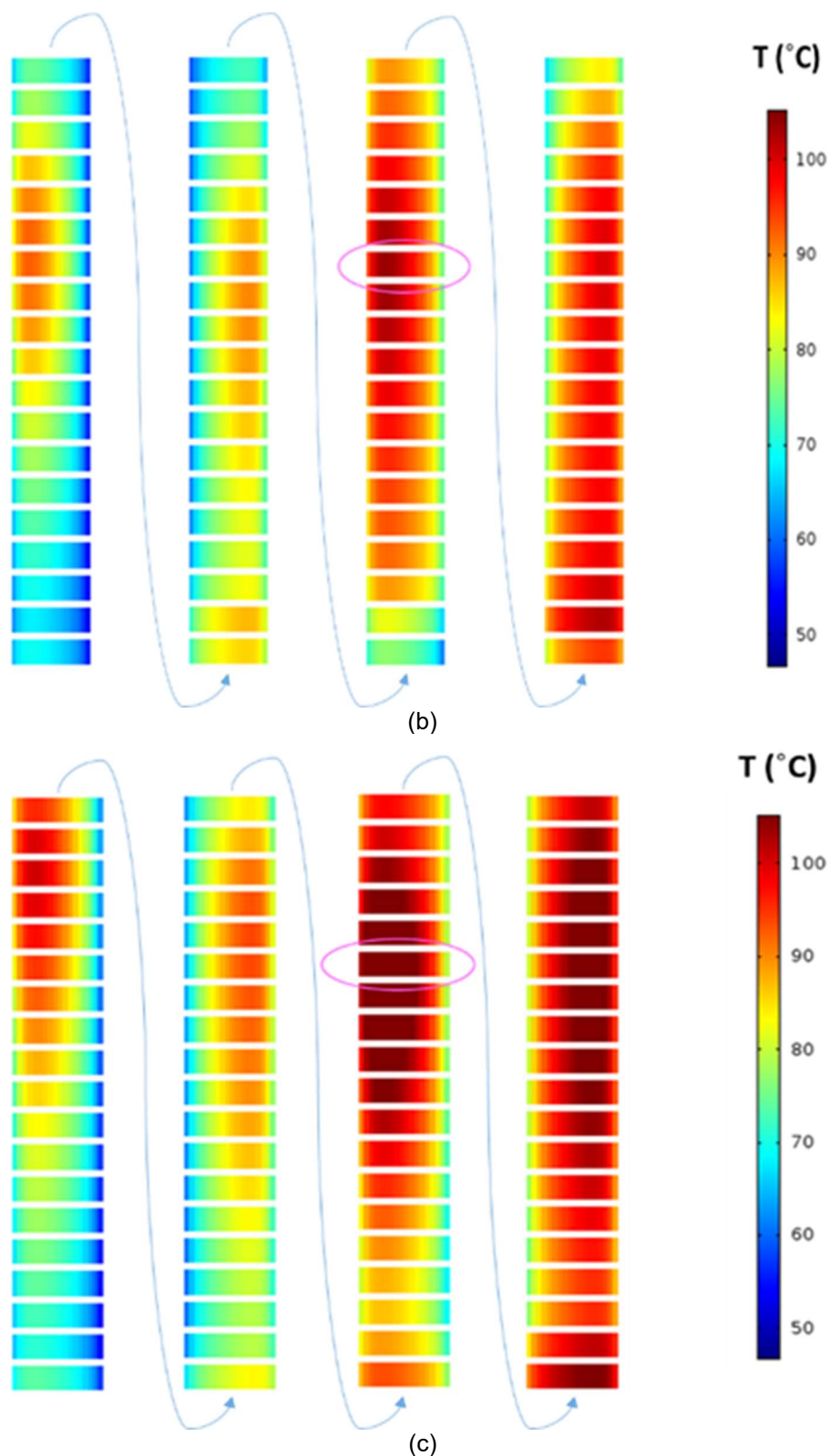
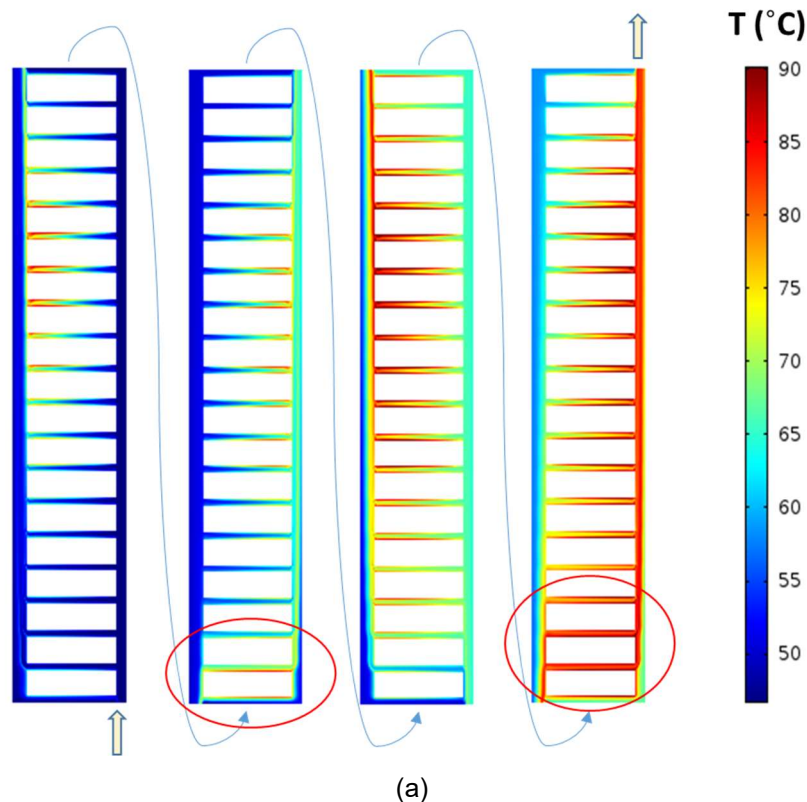
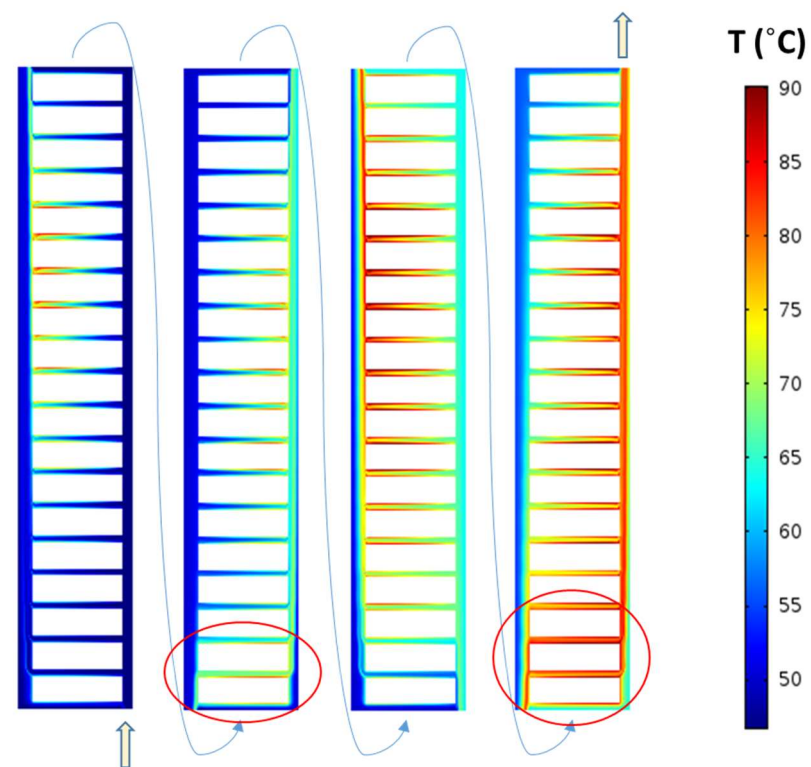


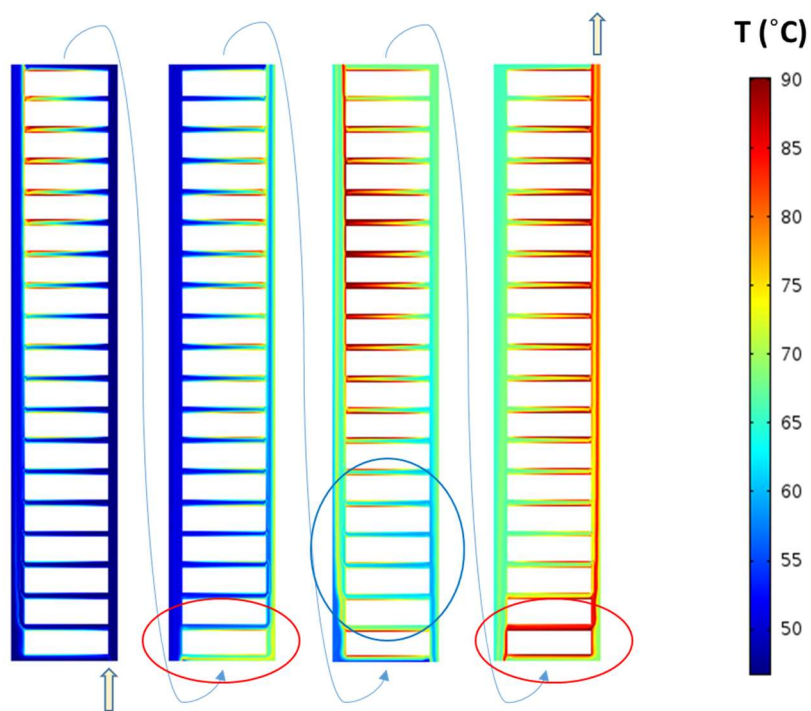
Figura 3.13 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en los discos. Remarcada en cada imagen aparece la localización del punto caliente. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2, (c) mineral.

En la Figura 3.12 se aprecian una serie de picos de temperatura en los discos inferiores de ciertos pasos, concretamente en el segundo y en el cuarto. Este aumento local de la temperatura se debe a la aparición de venas calientes en el fluido; es decir, regiones del flujo con mayor temperatura. Este hecho es provocado por el conjunto de dos factores: el desprendimiento de la capa límite térmica y la baja conductividad térmica de los fluidos dieléctricos que, sumada a la baja longitud de los canales, evitan que la temperatura se uniformice en el fluido. Cuando una de estas venas calientes se introduce por los canales radiales produce un aumento de la temperatura local del devanado, dando lugar a los picos observados en el perfil de temperaturas. Este fenómeno se aprecia en la Figura 3.14 que muestra la temperatura del fluido y la aparición de las mencionadas venas calientes en las zonas remarcadas en rojo. En el caso del aceite mineral, aparece una región de menor temperatura en el fluido en el tercer paso. Este fenómeno, remarcado en azul en la figura, se le conoce como vena fría y produce una disminución local de la temperatura del devanado.





(b)



(c)

Figura 3.14 Representación de las temperaturas del fluido. Aparecen remarcadas en la imagen las venas calientes y frías que aparecen para cada fluido empleado. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2, (c) mineral.

Como ya se ha mencionado, la disimilitud en los perfiles de temperatura media de los discos para los ésteres y el aceite mineral, que se muestran en la Figura 3.12, se explica por las diferentes propiedades termo-hidráulicas que poseen ambos tipos de líquidos. Esto provoca un reparto diferente del flujo másico por los canales radiales, como se aprecia en la Figura 3.15. Se observa en esta figura que el reparto del flujo másico en el caso de los ésteres es igual, lo que da lugar a que sus perfiles de temperaturas sean semejantes: misma forma, pero con diferentes valores.

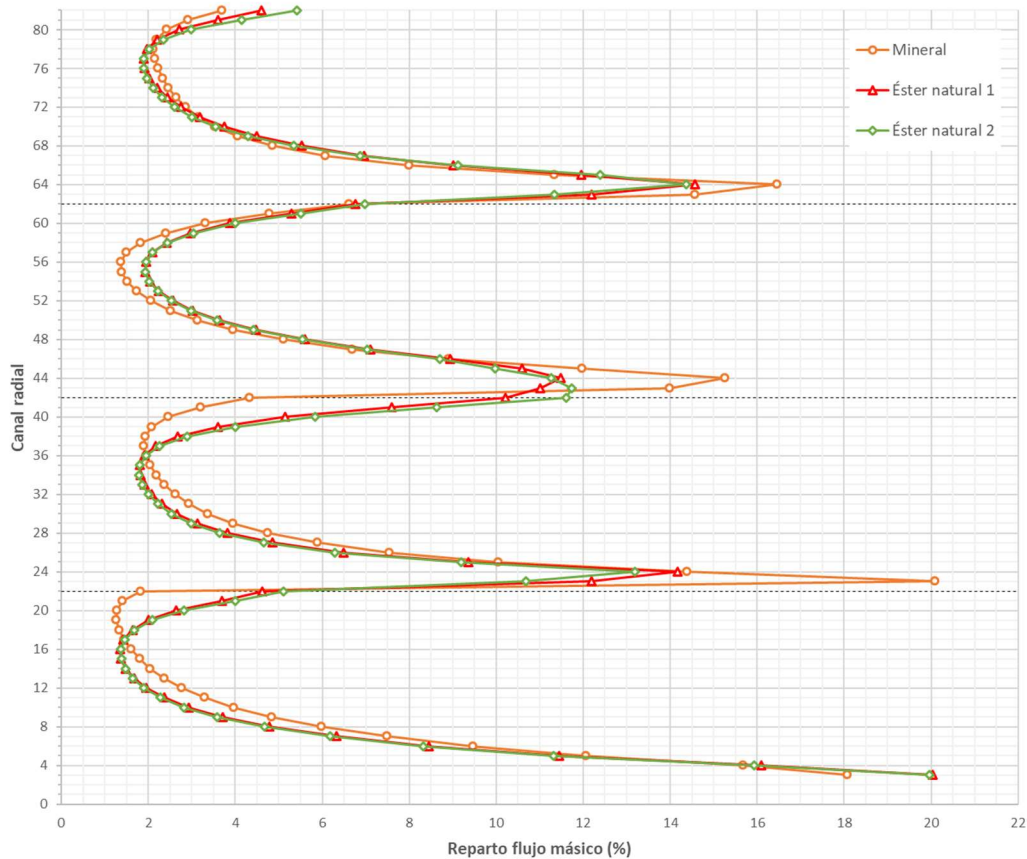


Figura 3.15 Distribución del flujo másico por los canales radiales del devanado.

La Tabla 3.3 muestra las temperaturas media y máxima de los devanados, la temperatura de salida del aceite y la localización del punto caliente (HSL por sus siglas en inglés). En ella se observa que la temperatura de punto caliente del aceite mineral es de, aproximadamente 9 y 11°C superior a las de los dos ésteres considerados en el estudio. Asimismo, la temperatura media del devanado también es superior en el caso del aceite mineral. Por último, la temperatura de salida de los aceites en la parte superior del devanado es similar.

Tabla 3.3 Resultados del estudio.

	T_{to} (°C)	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL
Aceite mineral	79,5	86,7	114,7	Disco 54
Éster natural 1	80,7	83,8	105,3	Disco 53
Éster natural 2	78,0	82,6	103,5	Disco 53

3.5.2. Influencia de la configuración del devanado

A continuación, se presenta un segundo estudio en el cual se modifica el agrupamiento del devanado. Originalmente, el devanado estudiado consta de cuatro pasos de 19 discos cada uno y dos discos en la parte inferior del mismo. En esta parte del estudio se consideran nuevas agrupaciones, comparando sus resultados con los de la configuración original del caso base.

Las nuevas configuraciones que se estudian en este apartado se basan en el aumento del número de pasos, los cuales se distribuirán de forma uniforme. El modo en el que se distribuye el devanado para los diferentes casos viene dado en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Distribución de los discos en las configuraciones del devanado testeadas.

Nº de pasos	Constitución
5	15 discos por paso y 3 en la parte inferior
6	13 discos por paso
7	11 discos por paso y 1 en la parte inferior
8	9 discos por paso y 6 en la parte inferior
11	7 discos por paso y 1 en la parte inferior

Se presupone que el aumento del número de pasos conducirá a un cambio en la distribución de temperaturas debido a cambios en la distribución del flujo másico, al variar el número de canales por paso. El objetivo de esta parte del estudio es observar el comportamiento de los fluidos en estas nuevas configuraciones, y si corroboran o no el supuesto previamente mencionado.

En el caso del devanado de 5 pasos, la Figura 3.16 muestra cambios en el perfil de temperaturas medias de los discos entre ambos tipos de fluidos. Respecto al caso base, mostrado en la Figura 3.12, la disimilitud en los perfiles de ambas clases de líquidos

aumenta, dando lugar a diferencias en la localización del punto caliente. Con respecto al valor de las temperaturas obtenidas se reducen respecto del caso inicial. No obstante, la reducción es mayor en el caso del aceite mineral, haciendo que la temperatura máxima obtenida con este fluido sea similar a las obtenidas por los ésteres naturales.

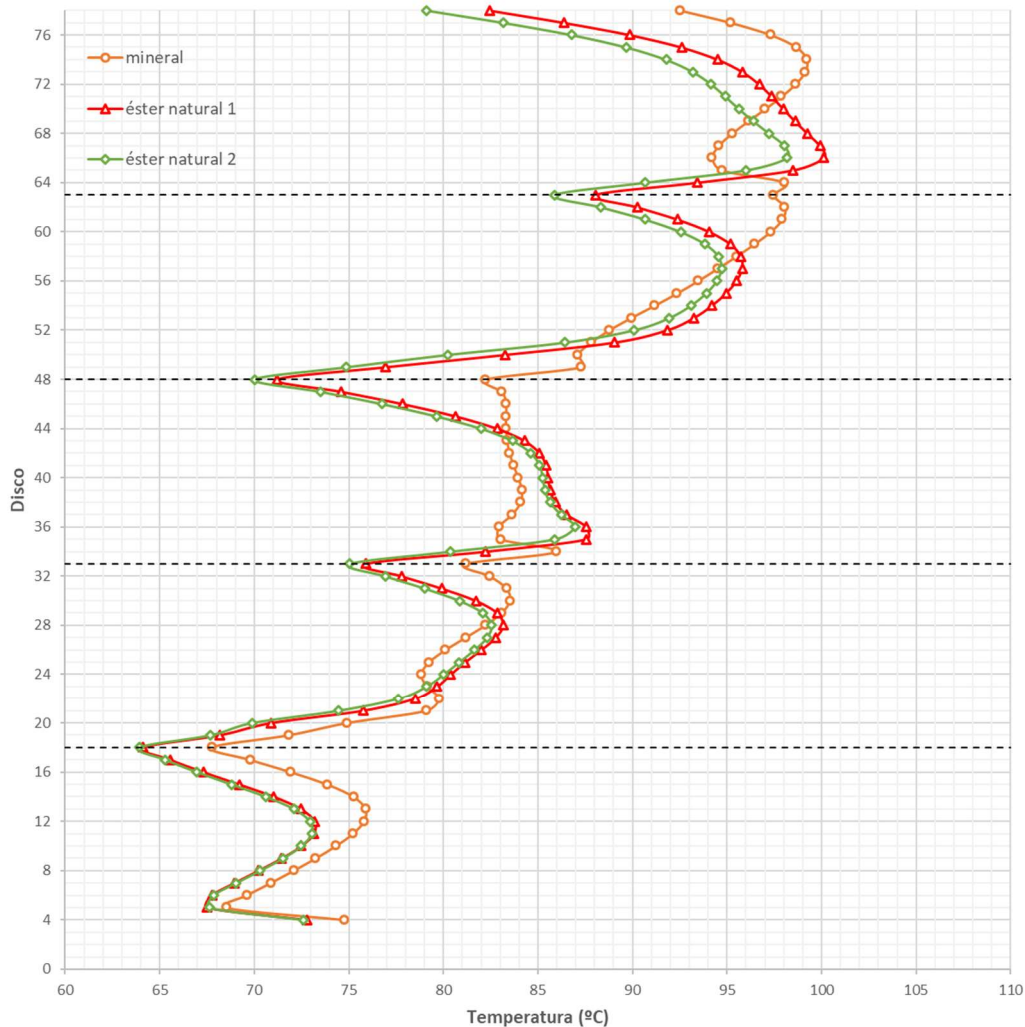
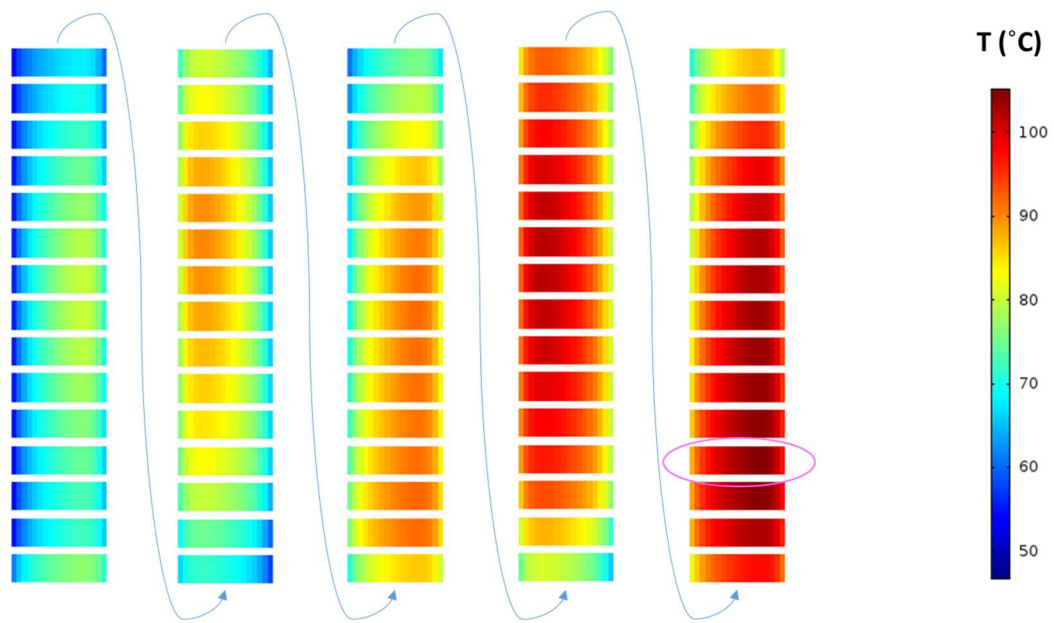


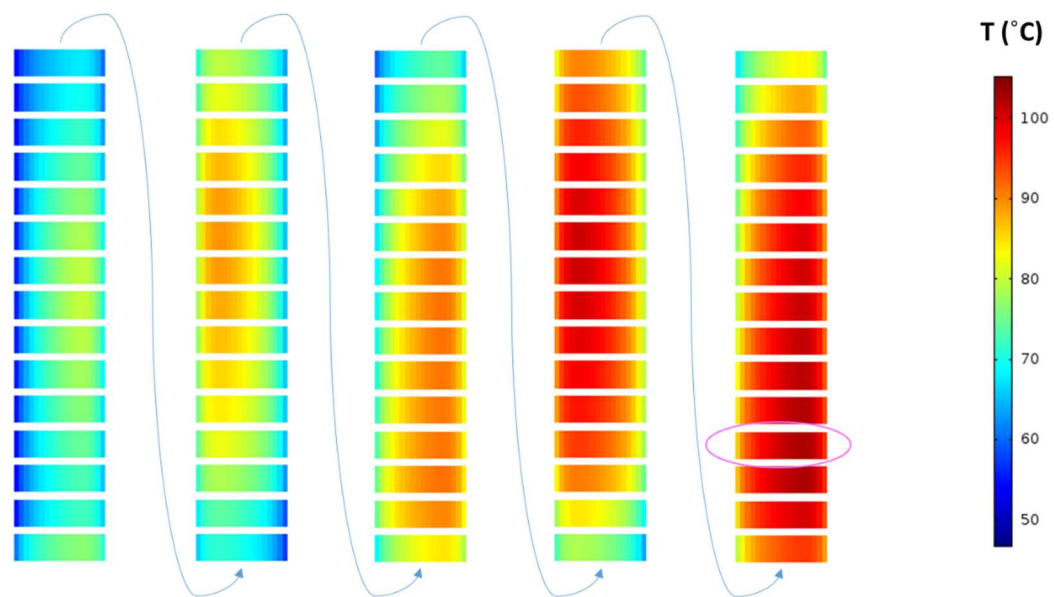
Figura 3.16 Distribución de las temperaturas medias de los discos para el caso de la configuración en 5 pasos.

En este caso, el efecto de las venas calientes también se manifiesta en los perfiles de temperaturas mostrados en la Figura 3.16. Concretamente aparecen en la parte inferior del tercer y quinto paso.

En la Figura 3.17 se pueden apreciar las temperaturas en los discos, así como la localización de los puntos calientes para cada uno de los fluidos considerados. En el caso del aceite mineral el punto caliente se sitúa en la parte superior del quinto paso mientras que en los ésteres naturales se sitúa en la parte inferior del quinto paso.



(a)



(b)

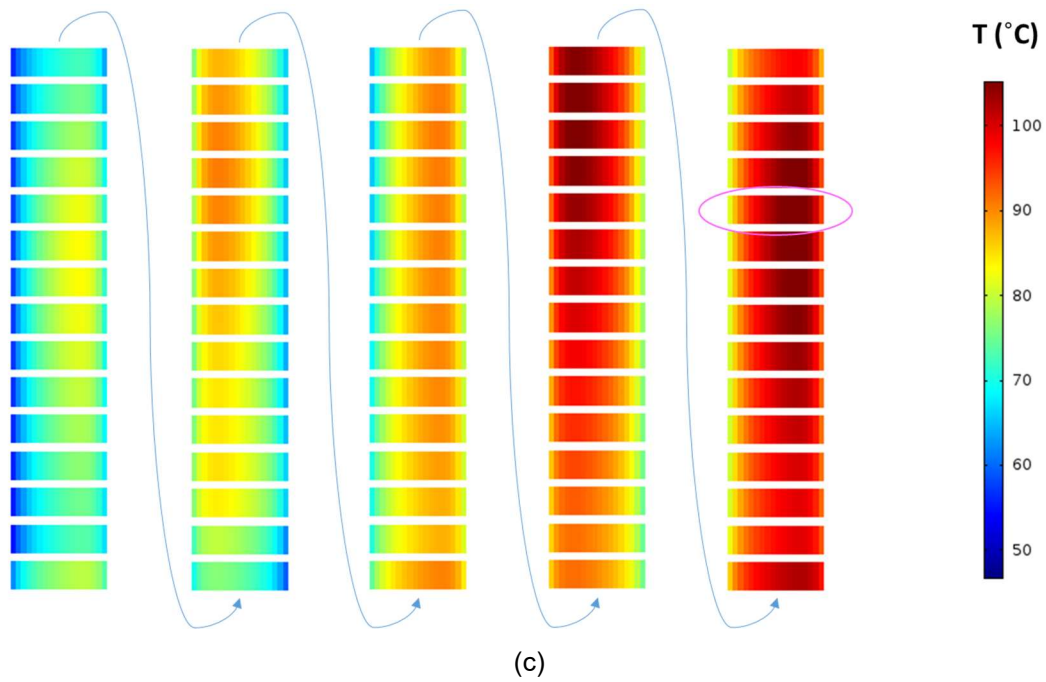
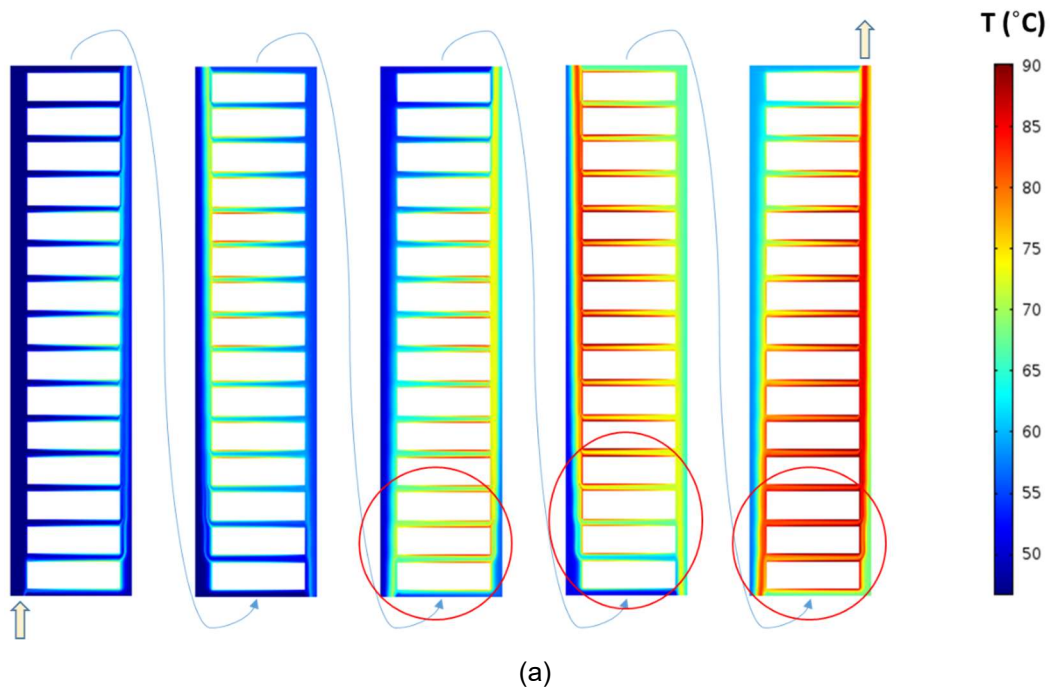


Figura 3.17 Representación gráfica de las temperaturas en los discos. Aparece remarcada la localización del punto caliente. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2, (c) mineral.

En la Figura 3.18 se muestran las temperaturas en el fluido. Se observa la aparición de las venas calientes en la parte inferior de los pasos superiores (tercer, cuarto y quinto paso) remarcadas en rojo en dicha figura. Sin embargo, en el caso del aceite mineral no aparece la vena caliente en el cuarto paso, apareciendo únicamente en el tercer y quinto. En este caso, a diferencia de la Figura 3.14, no se observa la aparición de venas frías.



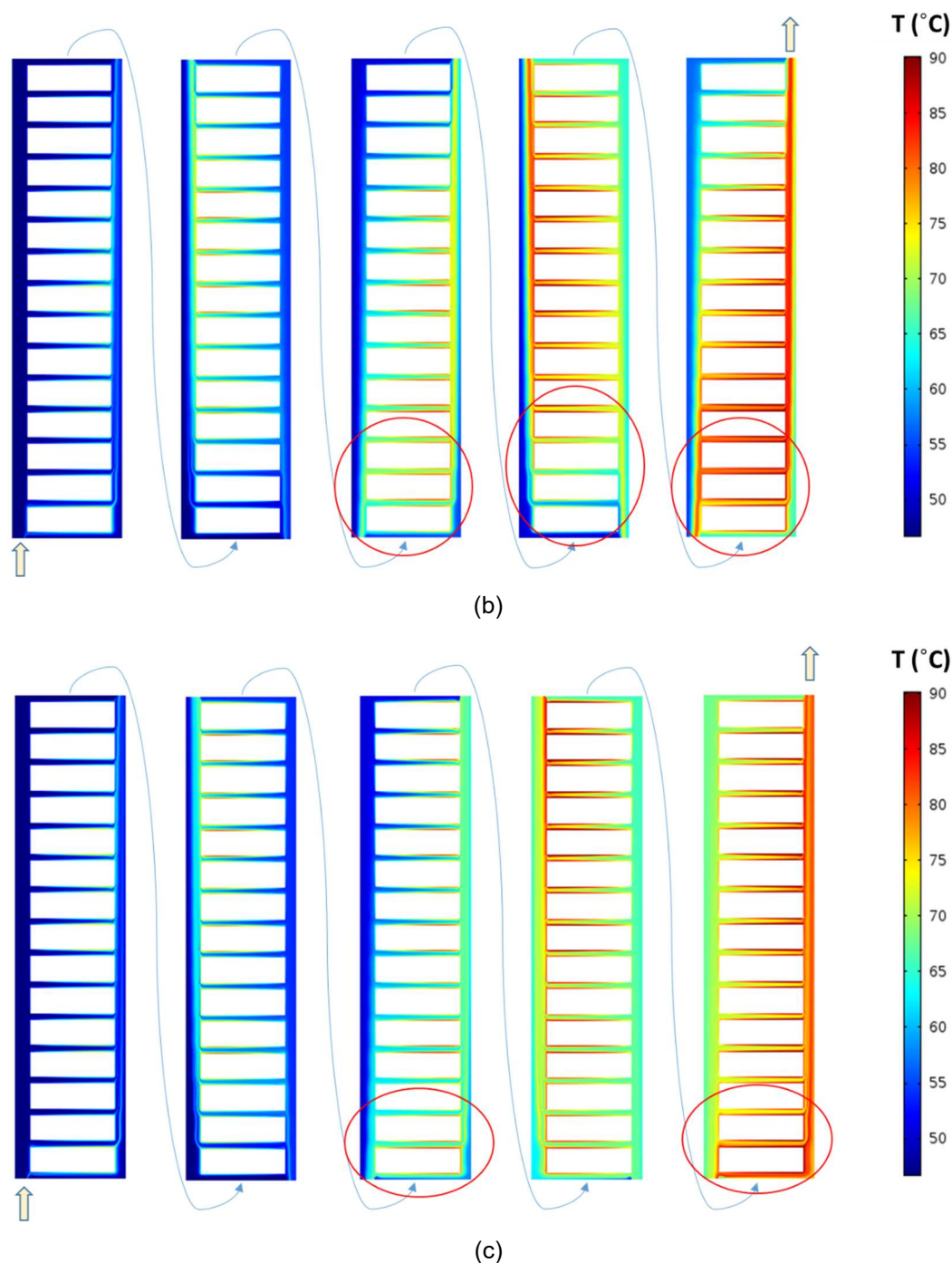


Figura 3.18 Representación gráfica de las temperaturas en el fluido. Se resalta la localización de las venas calientes. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2, (c) mineral.

Resumiendo, al haber menos canales radiales por paso, el fluido se distribuye mejor haciendo que se reduzcan las temperaturas. Además, esta nueva distribución cambia la localización del punto caliente.

Considerando el resto de las configuraciones, a medida que el número de pasos aumenta, la influencia de la viscosidad sobre la distribución de temperaturas también lo hace. Esto se debe a que las pérdidas de carga aumentan como resultado de que la cantidad de fluido que atraviesa los canales radiales es mayor. Esto da lugar a que las temperaturas obtenidas con el aceite mineral se equiparen a las obtenidas con aceite vegetales. Este efecto se manifiesta en el valor de los puntos calientes para los diferentes casos estudiados, como se muestra en la Figura 3.19.

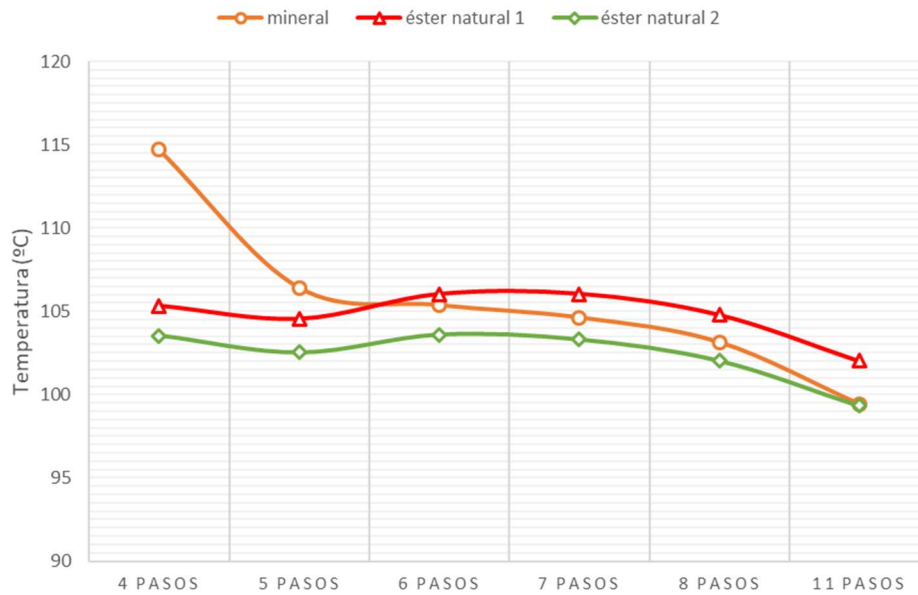
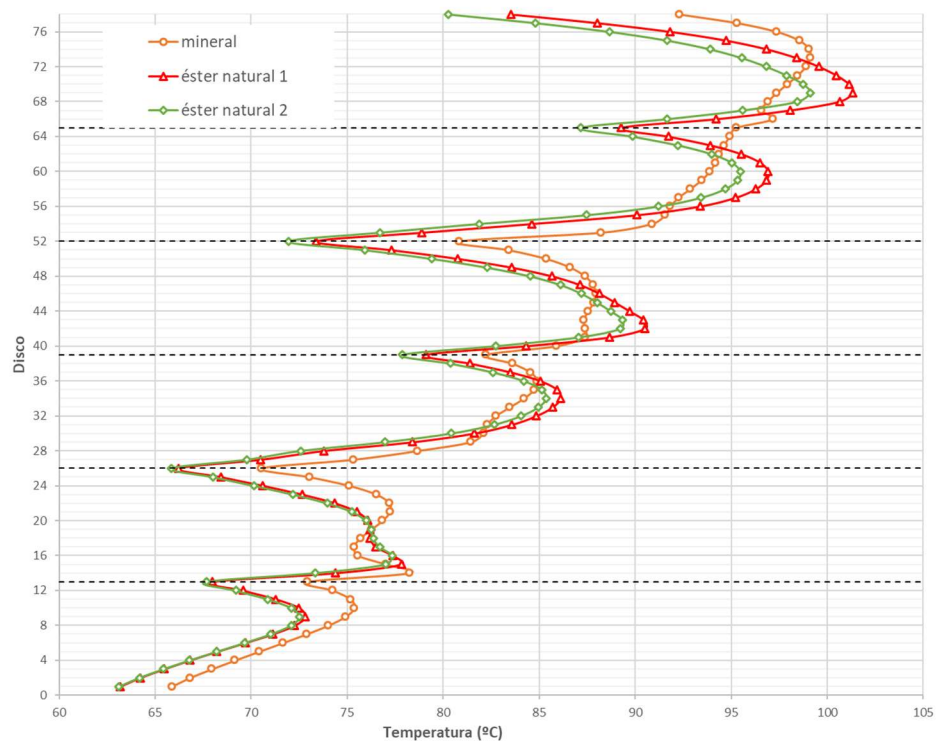


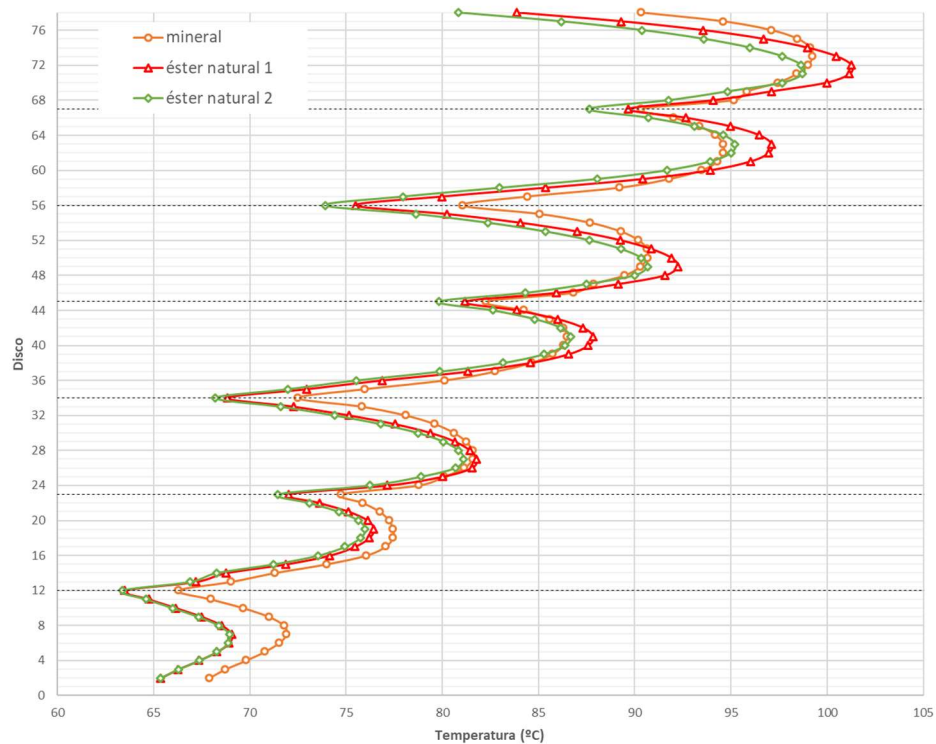
Figura 3.19 Temperatura de punto caliente obtenida con cada configuración estudiada.

Además, tal como se aprecia en la Figura 3.20, las distribuciones de temperatura se vuelven más uniformes a medida que el número de pasos aumenta. Esto se debe a que a medida que el número de discos por paso se reduce, el reparto del flujo másico se realiza entre menos canales, siendo este reparto más homogéneo.

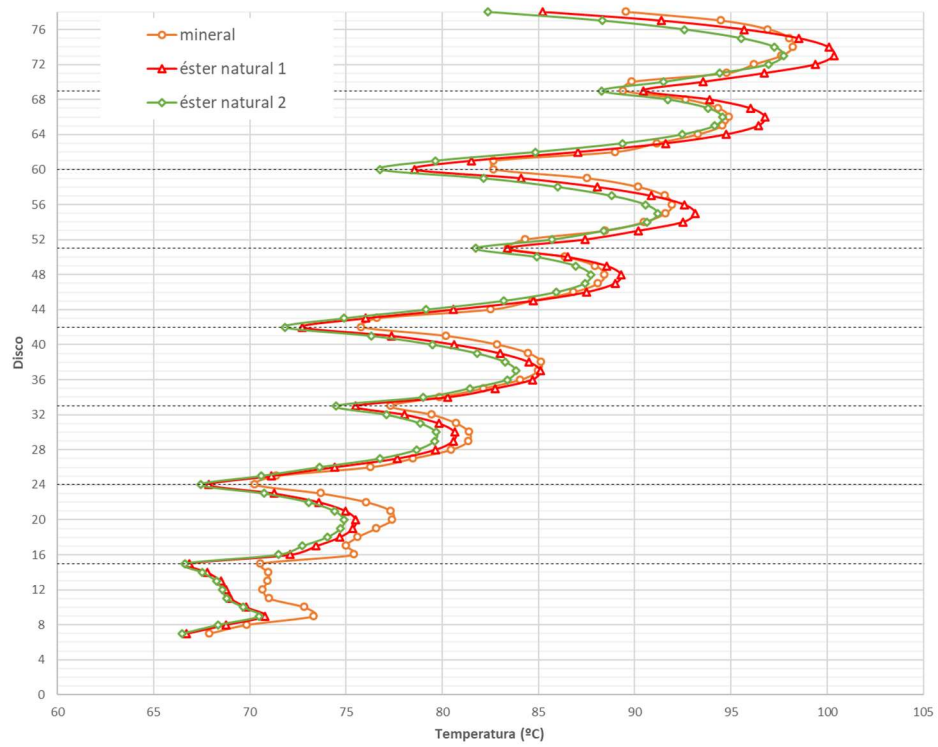
Análisis numérico del comportamiento termo-hidráulico de los aceites dieléctricos
alternativos en devanados tipo disco de transformadores de potencia



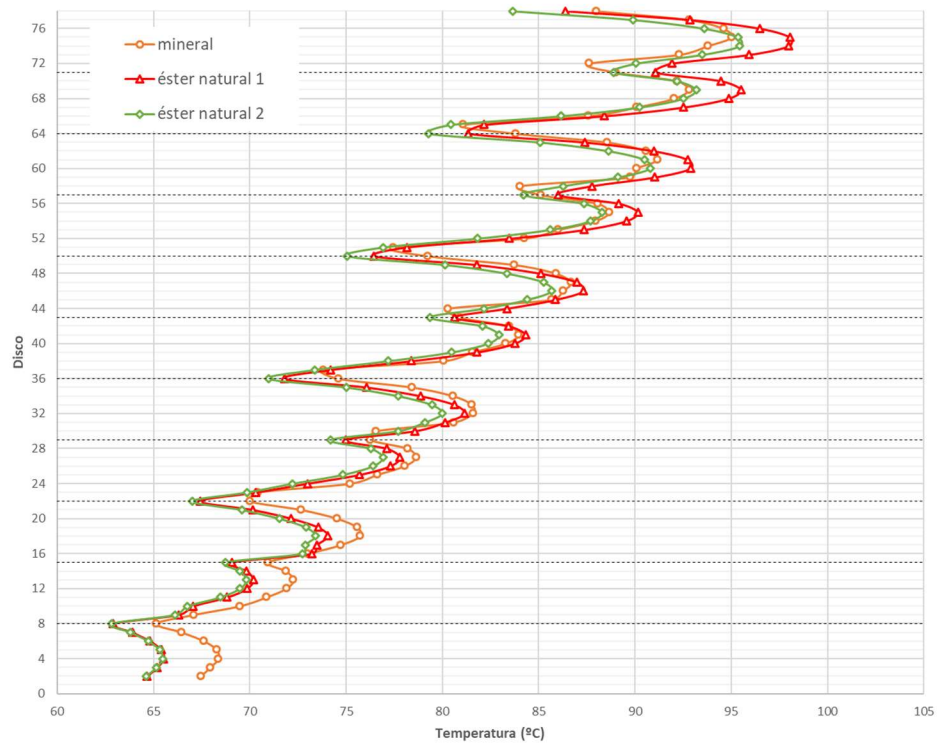
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.20 Distribución de las temperaturas medias de los discos para las configuraciones estudiadas. (a) 6 pasos, (b) 7 pasos, (c) 8 pasos, (d) 11 pasos.

En este estudio también se ha determinado el factor de punto caliente (H), con la finalidad de comparar la eficiencia de la refrigeración en los casos estudiados. En este caso, al ser consideradas las pérdidas uniformes, en el factor de punto caliente solo influye el sistema de refrigeración. El valor dado por este parámetro se refiere al punto donde se localiza el punto caliente, que es diferente en cada uno de los casos, siendo el más desfavorable de todo el devanado. La Figura 3.21 muestra los valores obtenidos del factor de punto caliente para las diferentes configuraciones.

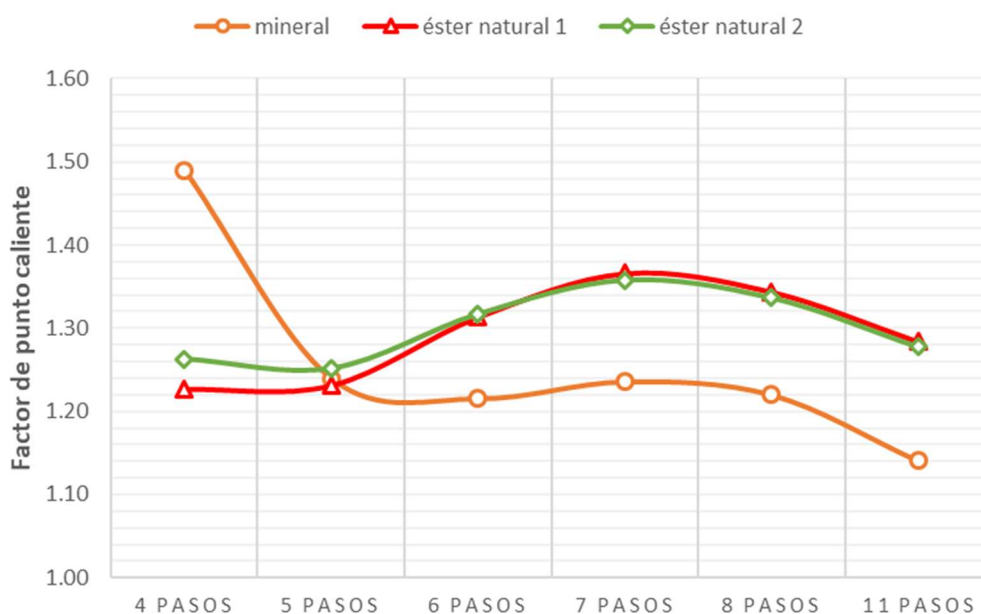


Figura 3.21 Valor del factor de punto caliente para las configuraciones estudiadas.

Recapitulando, en este estudio se han analizado diferentes configuraciones de pasos con tres líquidos distintos, tomando el flujo másico como condición de entrada. Es necesario señalar que el esfuerzo que supone conseguir esta condición es diferente para cada uno de los casos y líquidos, ya sea porque a mayor número de pasos implica más pérdida de energía o porque una mayor viscosidad del fluido implica una mayor resistencia al flujo. Por esta razón se ha estudiado la pérdida de carga producida en cada uno de los casos, presentándose sus resultados relativos al caso base en la Figura 3.22.

En la Figura 3.22 se observa el incremento de la pérdida de carga a medida que aumenta el número de pasos, incrementándose en más de un 50% para el caso más desfavorable. También se aprecia que la pérdida de carga producida por los ésteres

naturales es del orden de tres veces mayor que para el aceite mineral, lo que se contrapone a las menores temperaturas que producen.

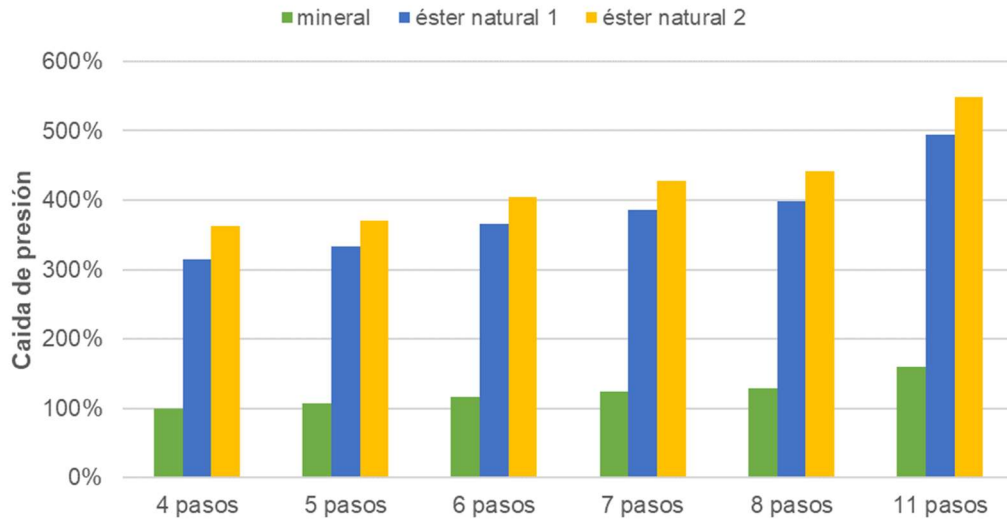


Figura 3.22 Caída de presión relativa en el devanado para cada uno de los casos analizados.

La Figura 3.23 representa la presión térmica, debida a las fuerzas de flotabilidad, que aparece en cada uno de los casos, relativa a la pérdida de carga del caso base. El valor de este parámetro es mayor en los ésteres naturales que en el aceite mineral. Sin embargo, en el caso de los ésteres naturales, este valor no es suficiente para compensar la pérdida de carga adicional debido al aumento del número de pasos, lo que implica que sería necesario un esfuerzo externo para tener las condiciones de este estudio.

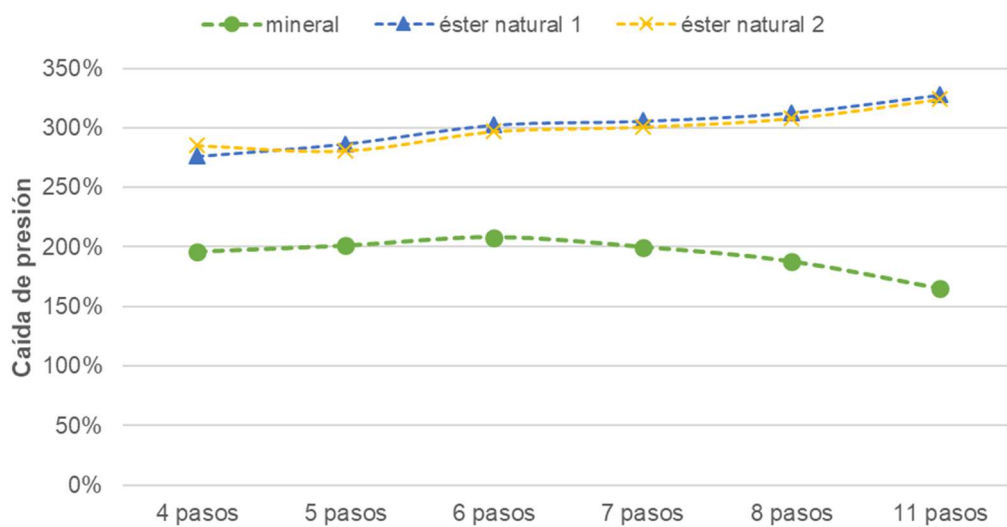
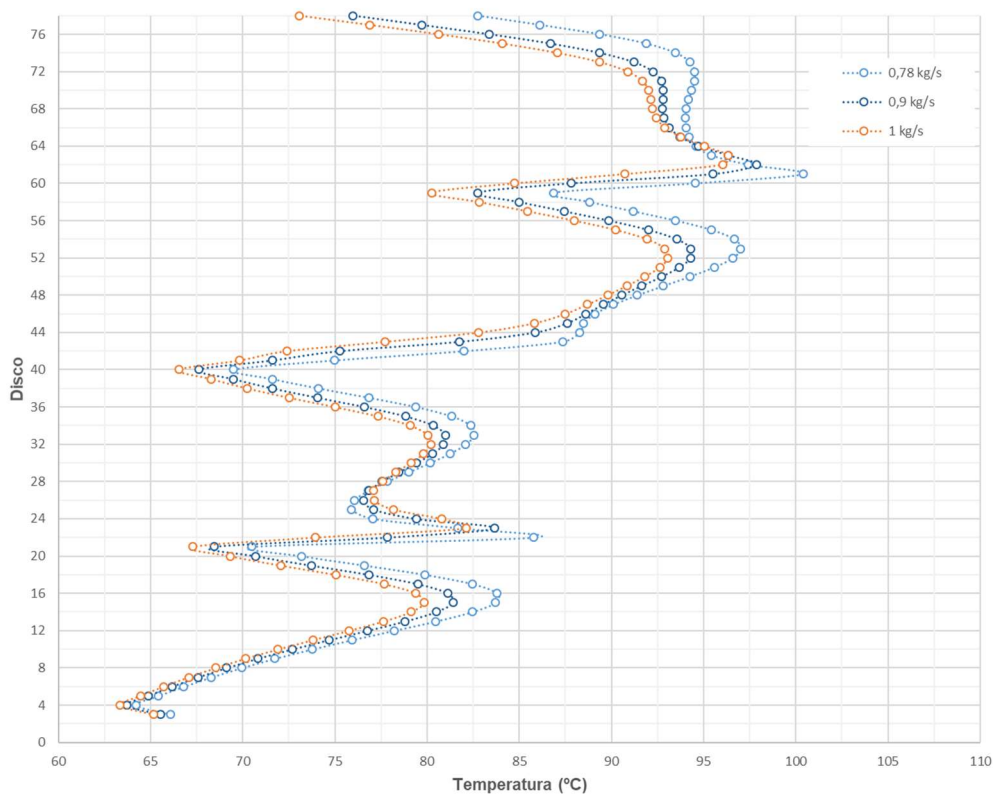


Figura 3.23 Presión térmica obtenida en el devanado.

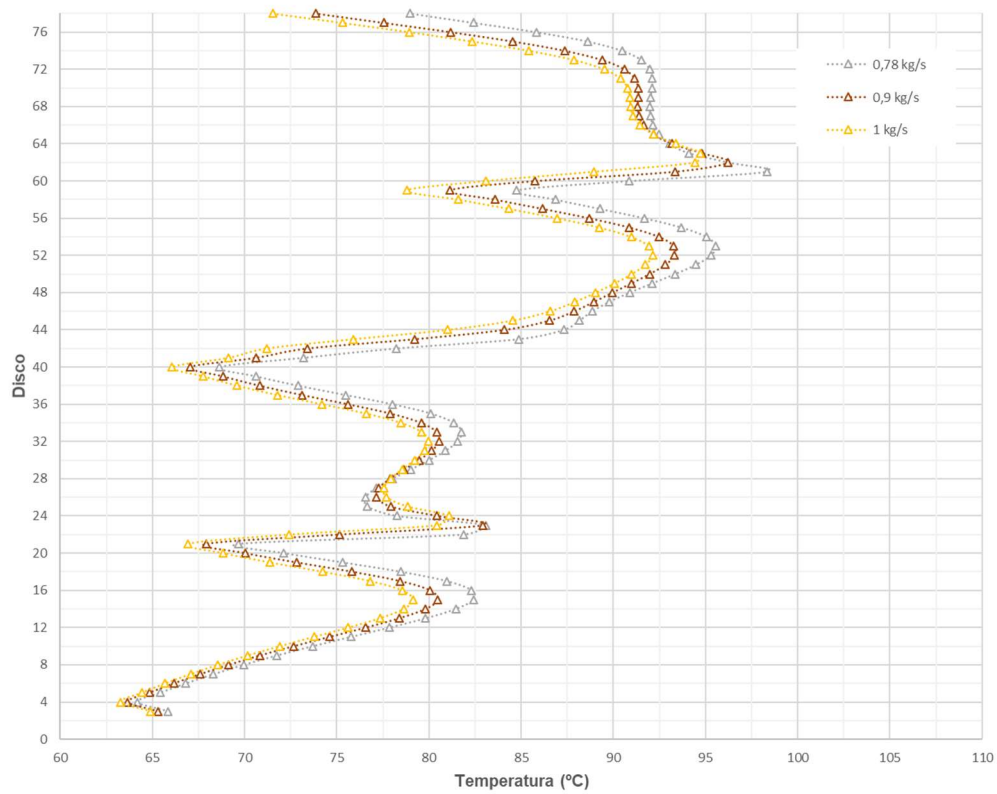
3.5.3. Influencia del flujo másico de entrada

Otro de los análisis realizados ha consistido en determinar el impacto de las variaciones en el flujo másico de entrada sobre el sistema de refrigeración. Para este estudio se ha considerado la geometría y los mismos fluidos dieléctricos que el caso base. Asimismo, se han establecido tres flujos de entrada diferentes: 0,78, 0,9 y 1 kg/s, siendo el primero de ellos el correspondiente al caso base.

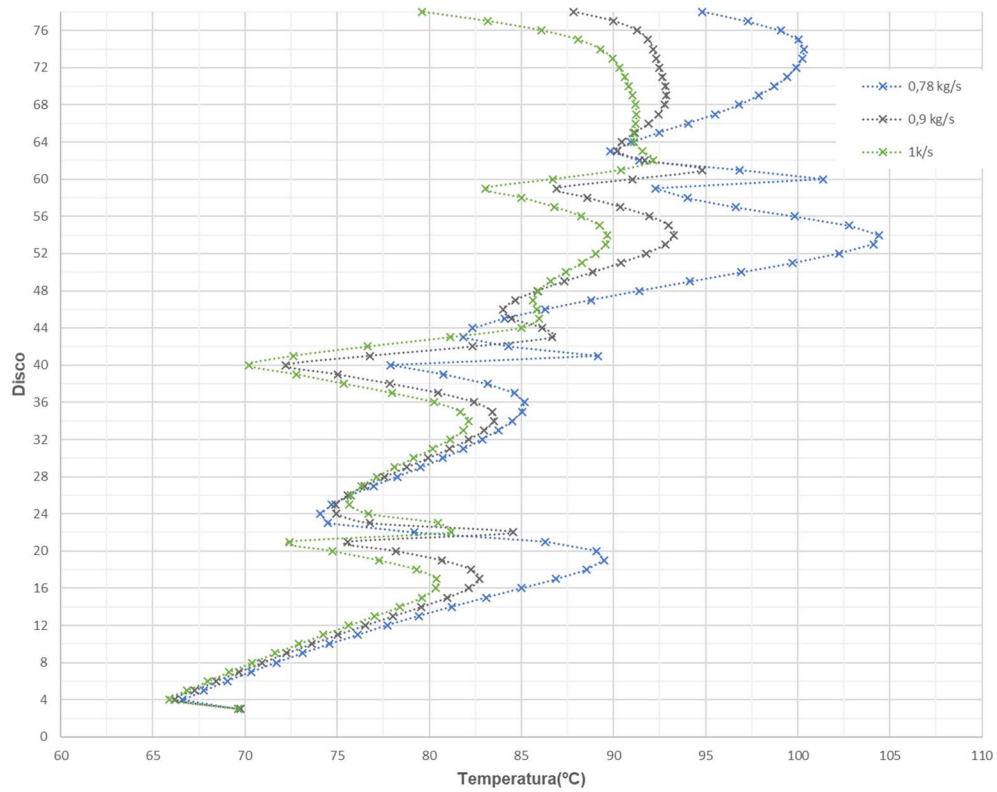
La Figura 3.24 muestra los perfiles de la temperatura media de los discos de los tres casos estudiados. Se aprecian cambios en los perfiles de temperatura, así como una reducción de las temperaturas obtenidas al aumentar el flujo másico de entrada. También se observa que, al aumentar el flujo másico, los picos producidos por las venas calientes se ven atenuados.



(a)



(b)



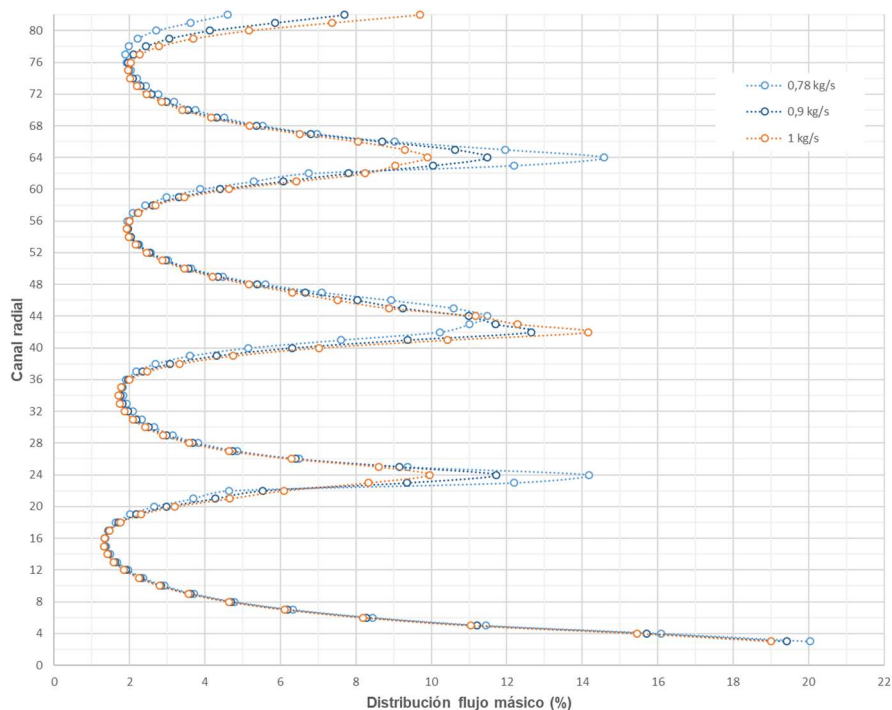
(c)

Figura 3.24 Distribución de las temperaturas medias de los discos para cada uno de los fluidos analizadas. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2 (c) mineral.

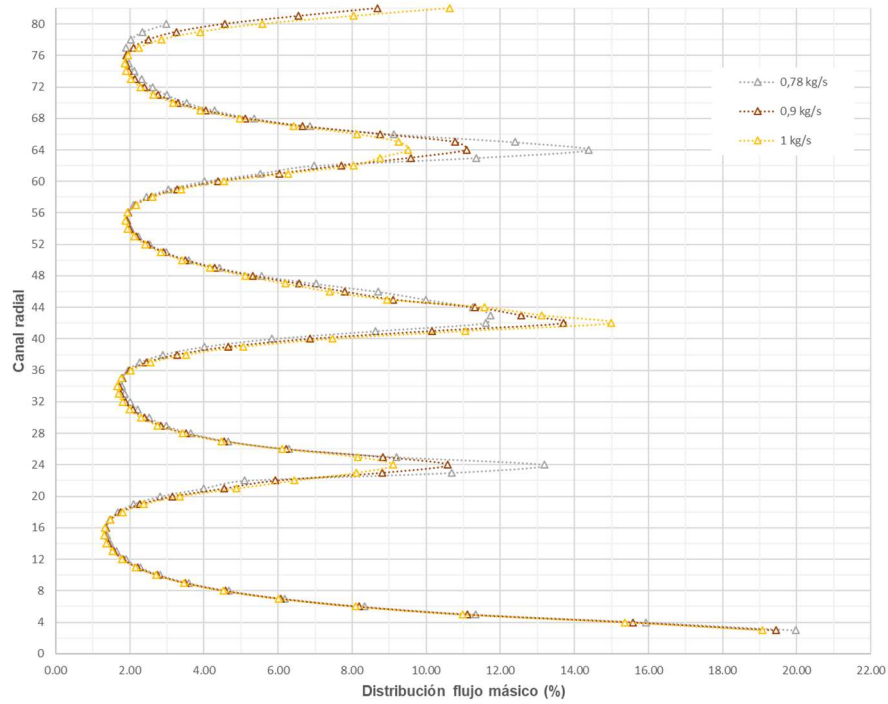
La Tabla 3.5 resume los valores de temperatura más significativos obtenidos en este análisis. Se observa que la reducción de temperatura en los discos al aumentar el flujo másico de entrada es mayor en el caso del aceite mineral. Para la temperatura de punto caliente, el aceite mineral sufre una reducción máxima de 17°C mientras que, en el caso de los ésteres naturales, esta disminución es de 4-5°C.

Tabla 3.5 Resultados del estudio.

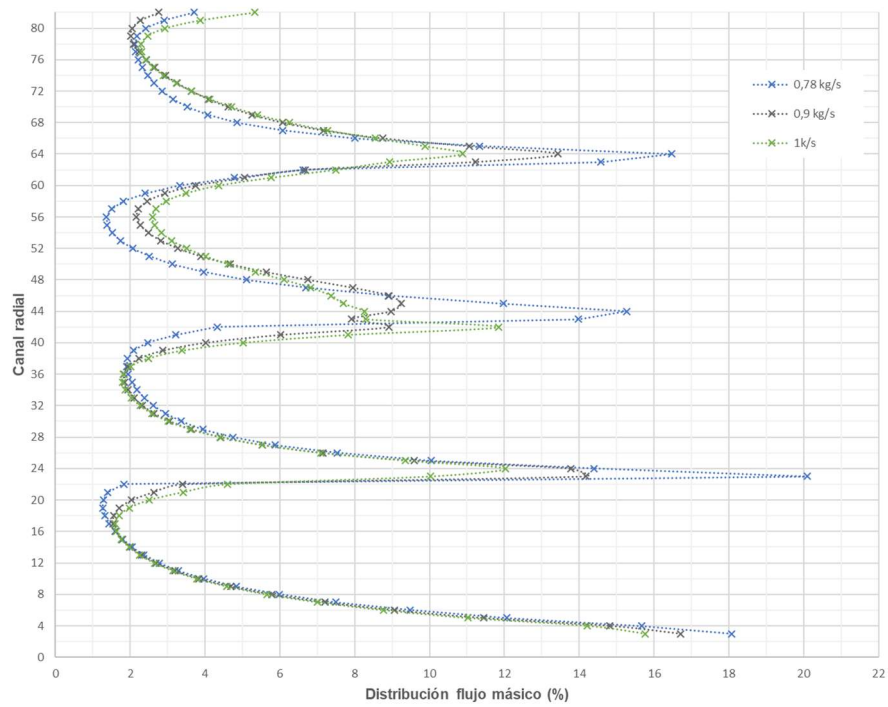
		T_{to} (°C)	T_w (°C)	T_h (°C)
0,78 kg/s	Mineral	79,5	86,7	114,7
	Éster natural 1	80,7	83,8	105,3
	Éster natural 2	78,0	82,6	103,5
0,9 kg/s	Mineral	75,1	83,1	101,1
	Éster natural 1	76,1	81,7	102,1
	Éster natural 2	73,8	80,8	100,8
1 kg/s	Mineral	72,1	81,4	97,6
	Éster natural 1	73,2	80,5	100,8
	Éster natural 2	71,1	79,7	99,3



(a)



(b)



(c)

Figura 3.25 Distribución del flujo másico a través de los canales radiales. (a) éster natural 1, (b) éster natural 2, (c) mineral.

Tal como se aprecia en la Figura 3.25, el reparto del flujo másico por los canales radiales también se ve afectado por el cambio en el flujo másico de entrada. El cambio más pronunciado en este reparto se produce en el caso del aceite mineral. Ese mayor cambio hace que se experimente una mayor reducción en su temperatura de punto caliente. Esta diferencia en la variación del reparto del flujo másico del aceite mineral con respecto a los líquidos alternativos se puede explicar observando el número de Reynolds en la entrada del paso, ya que este parámetro está relacionado con dicha distribución. Así, en el aceite mineral varía de 83 a 106, mientras que para los ésteres naturales pasa de 25 a 32.

Por último, de manera análoga al estudio anterior, se realiza un análisis del factor de punto caliente (H) con el fin de valorar el impacto de la modificación del flujo másico de entrada sobre el sistema de refrigeración. La Tabla 3.6 muestra los valores de este factor, así como la localización de la temperatura máxima. En esta tabla se aprecia que el aumento del flujo másico de entrada hace que el sistema de refrigeración sea más eficiente en el caso del aceite mineral, ya que H cae con el aumento del flujo másico. Este hecho justifica la mayor reducción experimentada en la temperatura de punto caliente con este fluido.

Tabla 3.6 Factor de punto caliente y localización.

		HSL	H
0,78 kg/s	Mineral	Disco 54	1,49
	Éster natural 1	Disco 53	1,22
	Éster natural 2	Disco 53	1,26
0,9 kg/s	Mineral	Disco 54	1,17
	Éster natural 1	Disco 62	1,28
	Éster natural 2	Disco 52	1,31
1 kg/s	Mineral	Disco 70	1,16
	Éster natural 1	Disco 63	1,34
	Éster natural 2	Disco 52	1,36

3.6. Comparación de un aceite mineral con un éster natural y un éster sintético

Otro de los estudios realizados ha consistido en comparar el comportamiento termo-hidráulico de un éster natural y de un éster sintético con un aceite mineral, fluyendo por el sistema de refrigeración mostrado en la Figura 3.26, que ha sido diseñado para el fluido citado en último lugar.

La geometría mostrada en dicha figura corresponde a una porción de un devanado tipo disco de un transformador de potencia, que descrita en detalle en la referencia [59]. Esta geometría consta de un devanado de 16 discos divididos en dos pasos. El paso inferior consta de 9 discos mientras que el paso superior consta de 7 discos. Los resultados que se muestran en esta tesis son los correspondientes al paso superior. No obstante, a la hora de llevar a cabo las simulaciones se han considerado ambos pasos, superior e inferior, fundamentándose esta consideración en la minimización del efecto de los perfiles uniformes de velocidad y temperatura en la entrada.

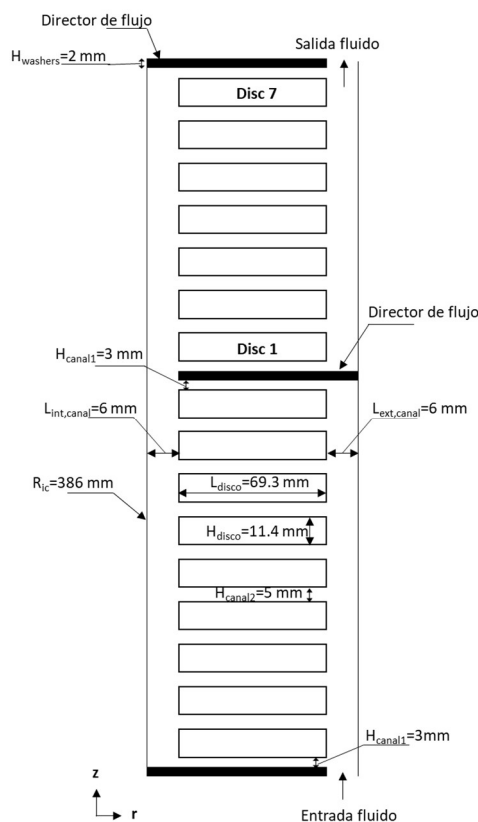


Figura 3.26 Esquema del devanado empleado en el estudio.

Las propiedades de los fluidos que se emplean en este estudio y su dependencia con la temperatura vienen recogidas en la Tabla 3.7. Las propiedades del conductor de los discos se representan por medio de un material que desde el punto de vista térmico es equivalente [59]. Así, se modela con una conductividad térmica anisótropa tomando valores de 0,646 W/m·K en la dirección radial, 3,751 W/m·K en la dirección axial y 388,5 W/m·K en la dirección tangencial.

Tabla 3.7 Propiedades de los fluidos estudiados.

	Aceite mineral	Éster natural	Éster sintético
Densidad (kg/m ³)	1098.72-0.712T	1109.2-0.653T	1185.2-0.7333T
Calor específico (J/kg·K)	807.163+3.58T	1273.15+1.952T	1242.38+2.198T
Conductividad térmica (W/m·K)	0.1509-7.101e-5T	0.1317+4.14e4T- 8.86e-7T ²	9.71e-2+3.74e-4T- 7.25e-7T ²
Viscosidad (Pa·s)	0.08467-4e-4T+5e- 7T ²	7.99-6.64e- 2T+1.84e-4T ² - 1.71e-7T ³	0.2565-1.3e- 3T+1.68e-6T ²

En este estudio se analizan dos casos, el primero considera una velocidad de entrada baja, correspondiente a un sistema de refrigeración ON y el segundo considera una velocidad alta, correspondiente a un sistema de refrigeración OD, tal como se muestra en la Tabla 3.8. Asimismo, esta tabla recoge los valores de la temperatura de entrada del fluido y la fuente de calor de cada disco.

Tabla 3.8 Condiciones de contorno empleadas en el estudio.

	Caso ON	Caso OD
Velocidad entrada (m/s)	0,0961	0,2451
Temperatura entrada (°C)	64,8	64,8
Fuente de calor (W/disco)	1577,41	1577,41

En los siguientes apartados se describen los modelos empleados en este estudio. Se han realizado dos modelos diferentes sobre la misma geometría del transformador. El primero de ellos es un modelo 2D, mientras que el segundo se trata de un modelo 3D. En los siguientes apartados se indican los resultados y las diferencias obtenidas con dichos modelos.

3.6.1. Modelo 2D

Para el modelo desarrollado, al igual que en el caso anterior, se emplea una malla basada en elementos cuadrados y rectangulares. Estos elementos son ortogonales y sus ejes coinciden con los ejes cartesianos. La malla consta de aproximadamente 0,7M de elementos. Se ha determinado mediante un estudio previo que una malla con más del doble de elementos no produce desviación en los resultados obtenidos. La Figura 3.27 muestra una porción de la malla empleada en este estudio.

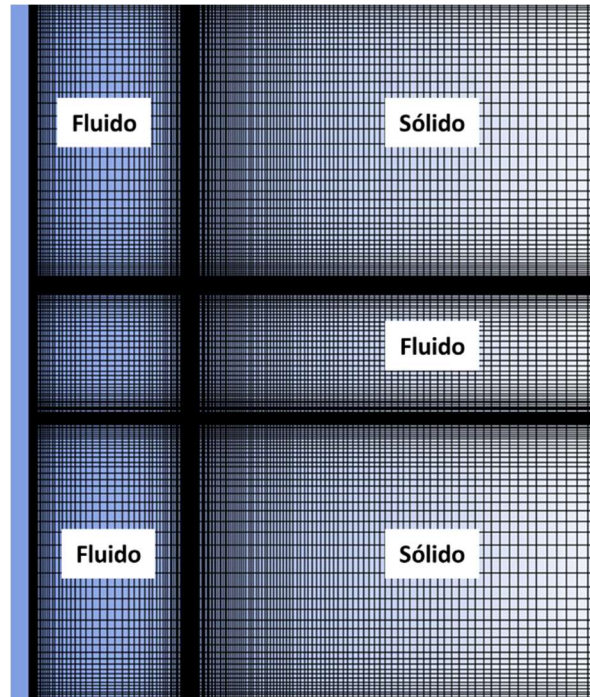
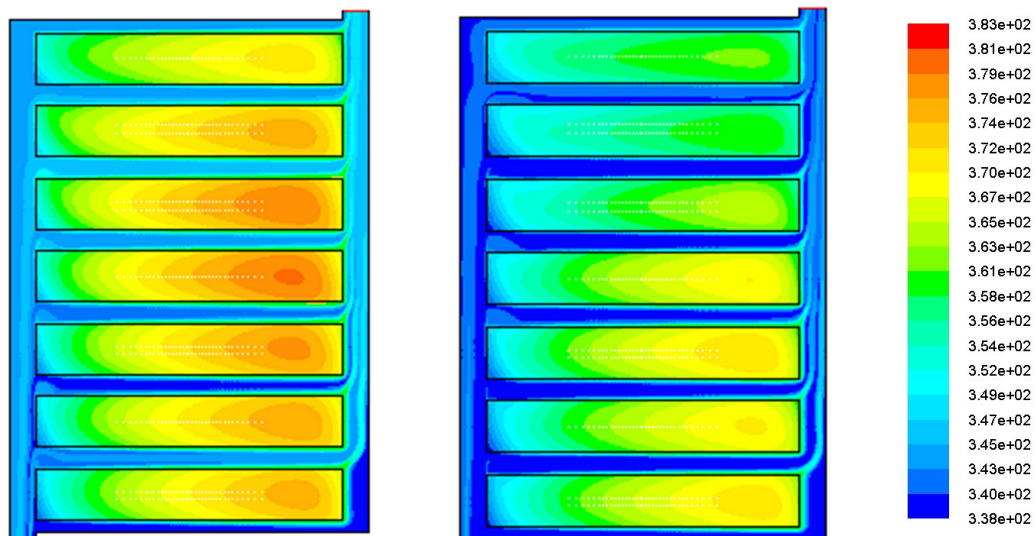


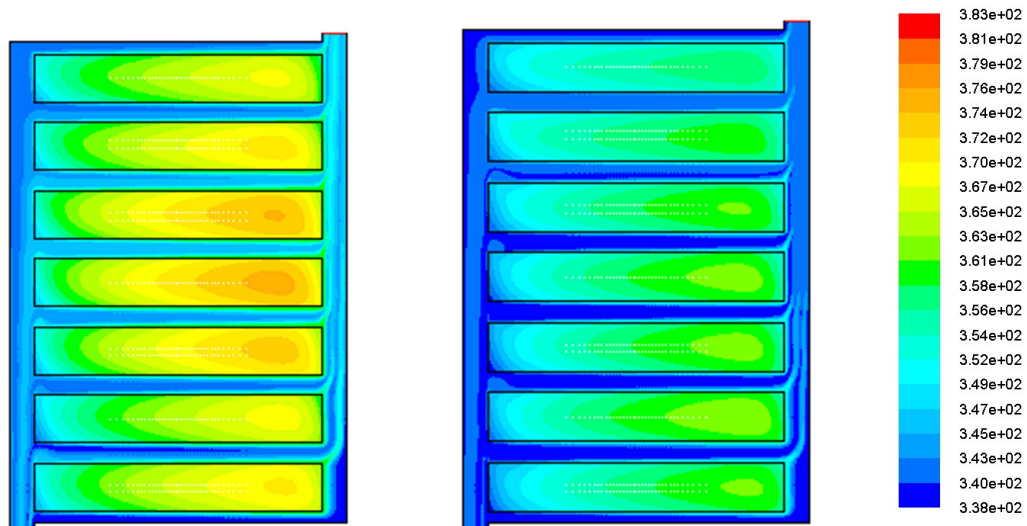
Figura 3.27 Representación del mallado empleado en el modelo.

La Figura 3.28 muestra la distribución de temperaturas en los discos del paso superior. Se aprecia que las temperaturas obtenidas con los ésteres, tanto con el natural como con el sintético, y en ambos regímenes de refrigeración, son menores que las del aceite mineral.



(a)

(b)



(c)

(d)

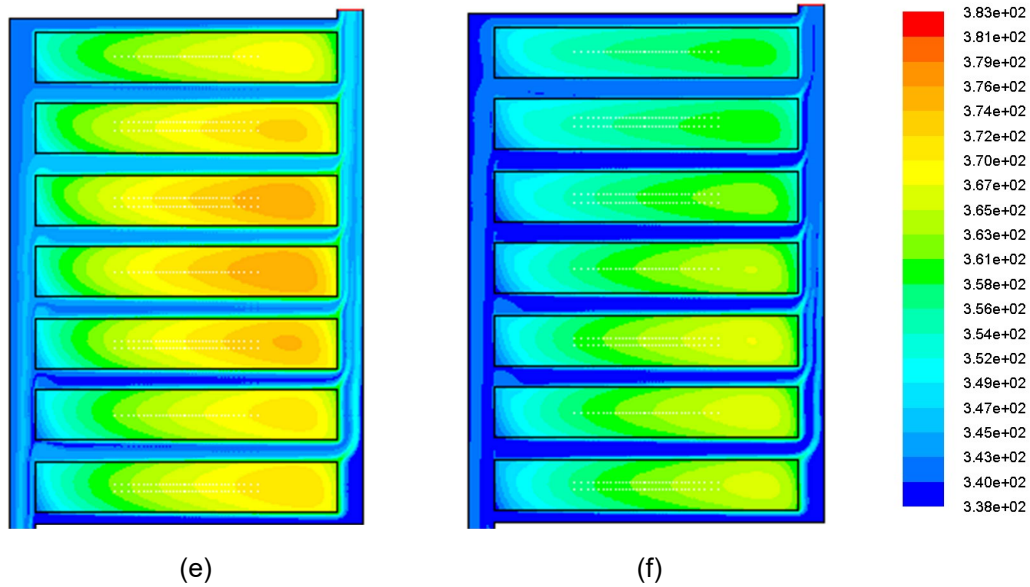


Figura 3.28 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en el devanado. (a) mineral caso ON, (b) mineral caso OD, (c) natural caso ON, (d) natural caso OD, (e) sintético caso ON y (f) sintético caso OD.

La Figura 3.29 muestra la distribución de la temperatura media de los discos para los casos estudiados. Se puede observar como las mayores temperaturas se producen para el aceite mineral, tanto para el caso ON como para el caso OD. Igualmente se aprecia que el éster natural produce las temperaturas más bajas en ambos modos de refrigeración. Asimismo, se observa que, para el caso ON, los perfiles de temperaturas de los ésteres son diferentes al del aceite mineral. Además, estos perfiles son muy diferentes a los del caso OD. Esto se debe a que, a distinta velocidad de entrada, el flujo másico se distribuye por los canales radiales de forma diferente.

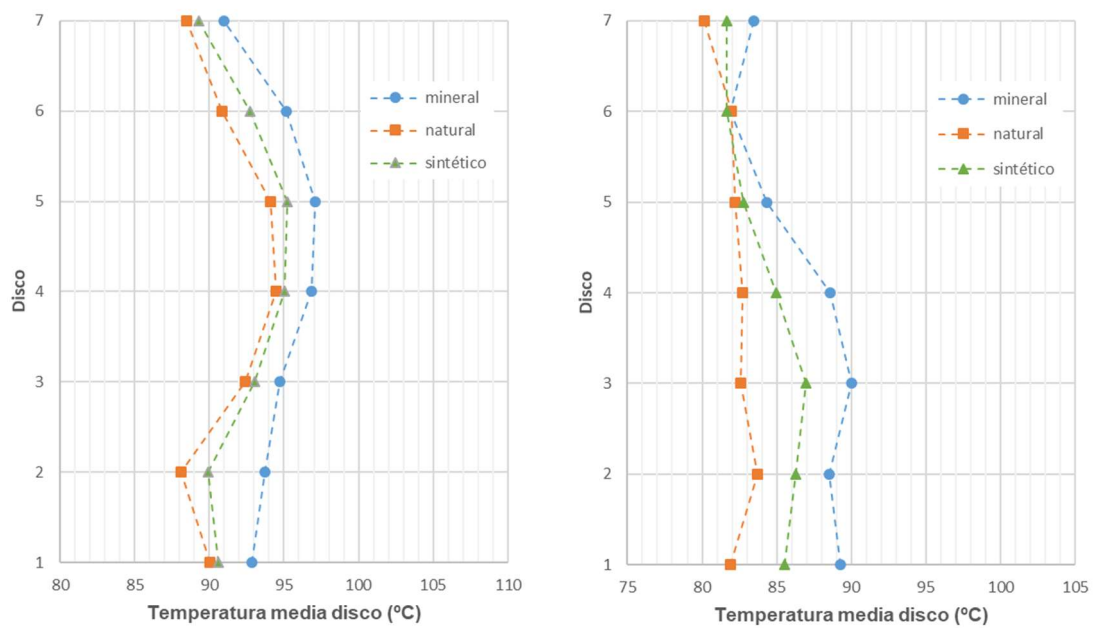


Figura 3.29 Distribución de las temperaturas medias de los discos. (a) caso ON, (b) caso OD.

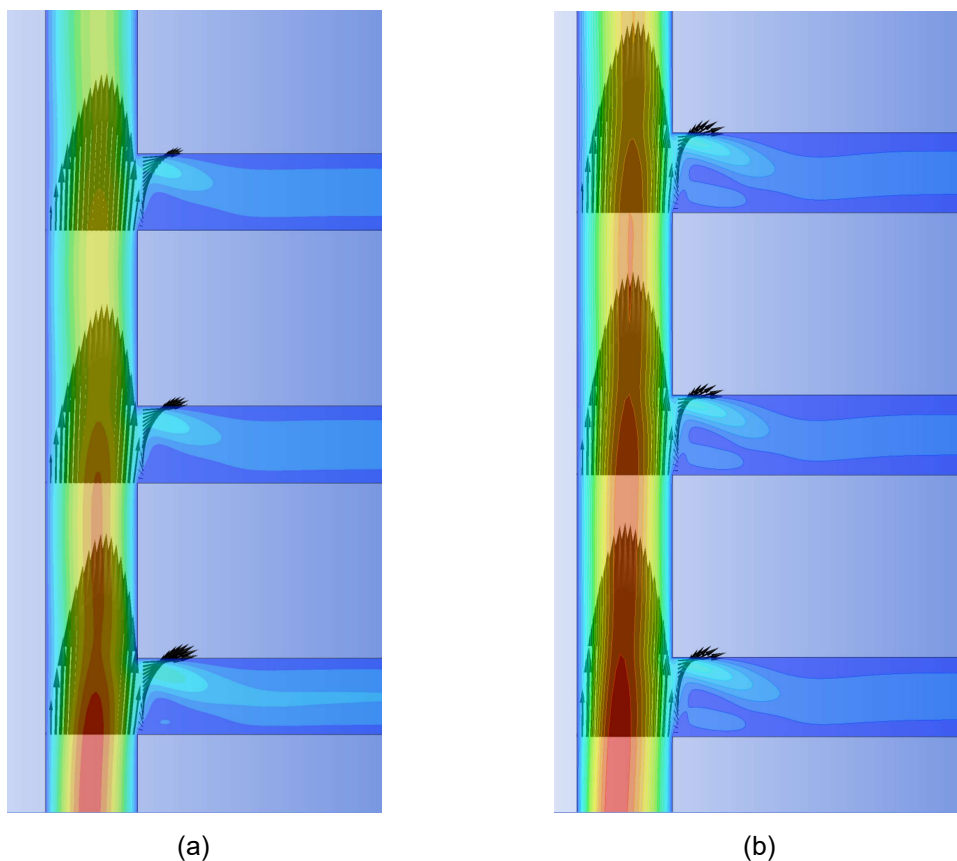


Figura 3.30 Entrada del fluido a canales radiales. (a) caso ON, (b) caso OD.

La Figura 3.30 muestra los perfiles de velocidad del fluido en las regiones de entrada a los canales radiales. En dichas entradas, debido a la forma en T de las uniones, el flujo se distorsiona y fluye principalmente por la parte superior del canal radial. Asimismo, en la parte inferior de estas entradas el fluido se estanca, produciéndose elevaciones locales de la temperatura del fluido, tal como se aprecia en la Figura 3.28.

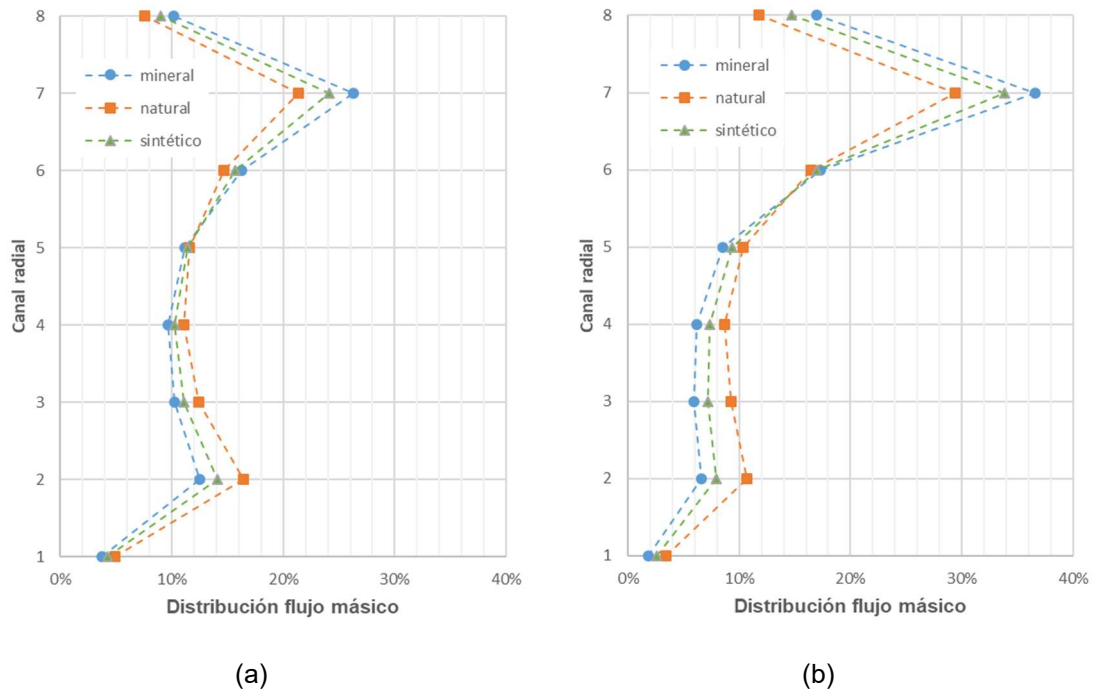


Figura 3.31 Distribución del flujo másico por los canales radiales. (a) caso ON, (b) caso OD.

En la Figura 3.31 se observa las diferencias en la distribución del flujo másico entre ambos casos. Esta distribución se vuelve menos uniforme en el caso de mayor velocidad, produciéndose la mayor parte del flujo másico por los tres últimos canales. De igual forma se aprecia que por el primer y último canal el flujo másico es menor debido a que son canales más estrechos que los intermedios. Además, el éster natural presenta una distribución más uniforme que el resto de fluidos, tanto en el caso ON como en el caso OD. Esta distribución más uniforme da lugar a un perfil de temperaturas más uniforme, como se aprecia en la Figura 3.29.

Tabla 3.9 Resultados del estudio.

	Caso ON			Caso OD		
	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL
Mineral	94,5	105,8	Disco 4	86,6	98,3	Disco 3
Natural	91,2	101,8	Disco 4	82,2	89,8	Disco 2
Sintético	92,2	103,2	Disco 4	84,3	94,2	Disco 3

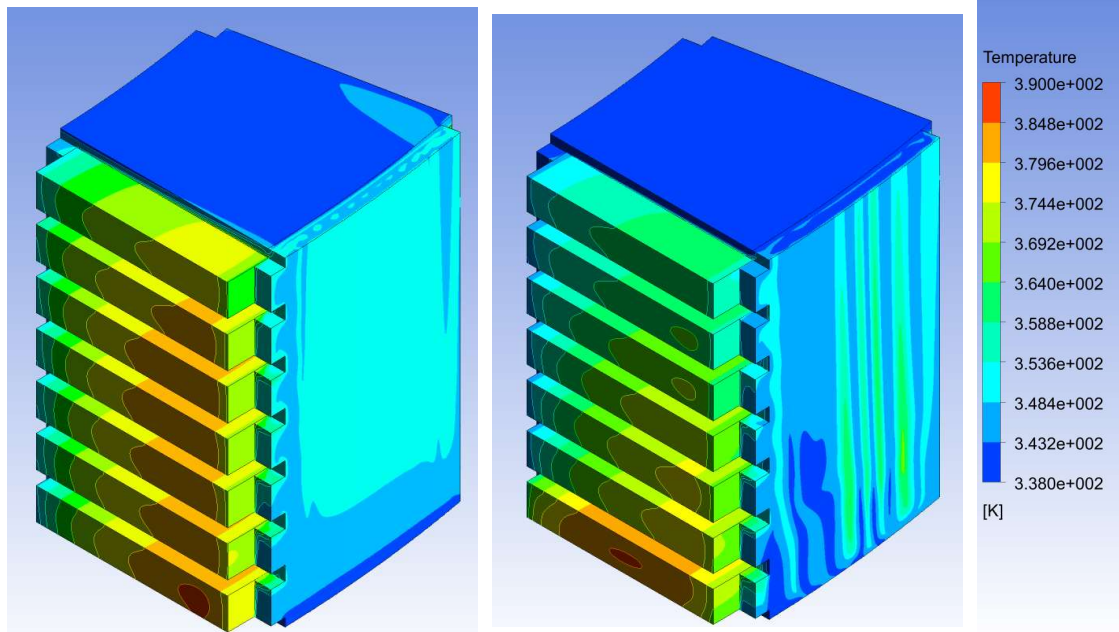
Por último, la Tabla 3.9 presenta los resultados obtenidos en este estudio. Para las condiciones consideradas, se observa que la máxima temperatura del punto caliente se obtiene para el aceite mineral, mientras que el éster natural presenta las temperaturas de punto caliente más bajas. También se aprecia que la reducción de la temperatura máxima de un caso a otro es de 7,5°C para el aceite mineral mientras que para los ésteres es de 11-12°C.

3.6.2. Modelo 3D

El mismo estudio que el realizado en el apartado anterior se ha llevado a cabo en 3D, con la finalidad de determinar la influencia de los listones y espaciadores en el sistema de refrigeración. Su influencia se debe a que modifican la forma de los canales de refrigeración y, por extensión, la circulación del fluido.

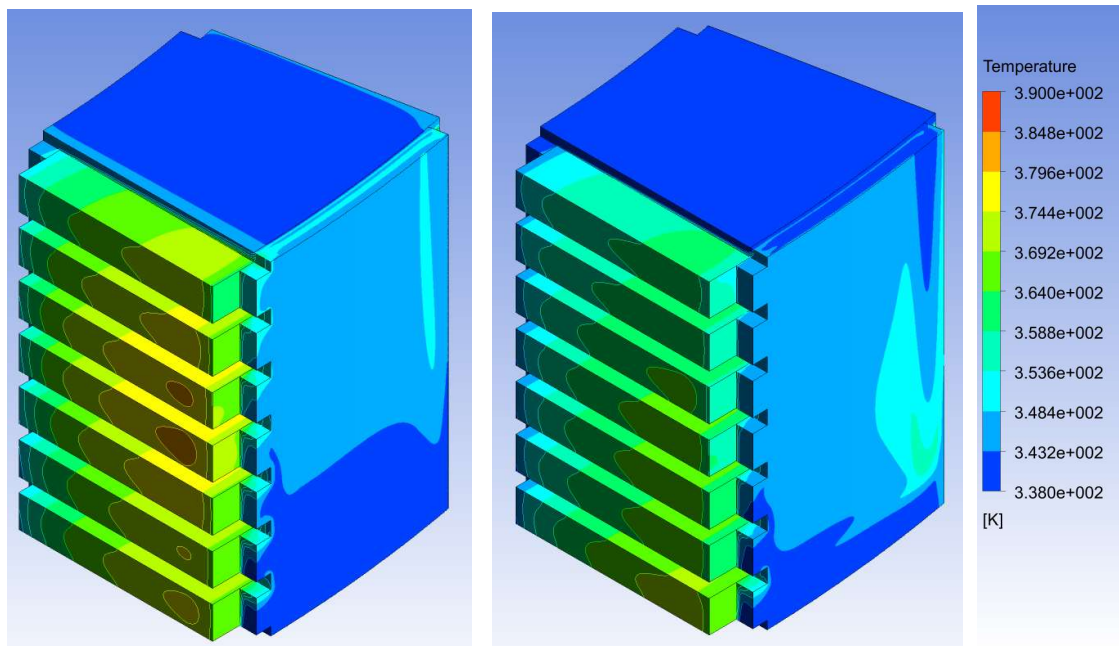
Se toma una porción de 22,5° del devanado del transformador del apartado anterior, ya que se divide en 16 regiones idénticas [59]. Los listones y espaciadores no están modelados geométricamente y se consideran adiabáticos. Por último, las condiciones de contorno empleadas son las mismas que en el caso 2D. Asimismo, se emplea una malla tridimensional compuesta por prismas y hexaedros, alcanzando los 27M de elementos.

La Figura 3.32 muestra las temperaturas obtenidas en este estudio. Se observa que las del aceite mineral son superiores. Además, en los casos OD del aceite mineral y del éster sintético, la región de mayor temperatura aparece en el primer disco del paso, con valores similares a los obtenidos en los casos ON.



(a)

(b)



(c)

(d)

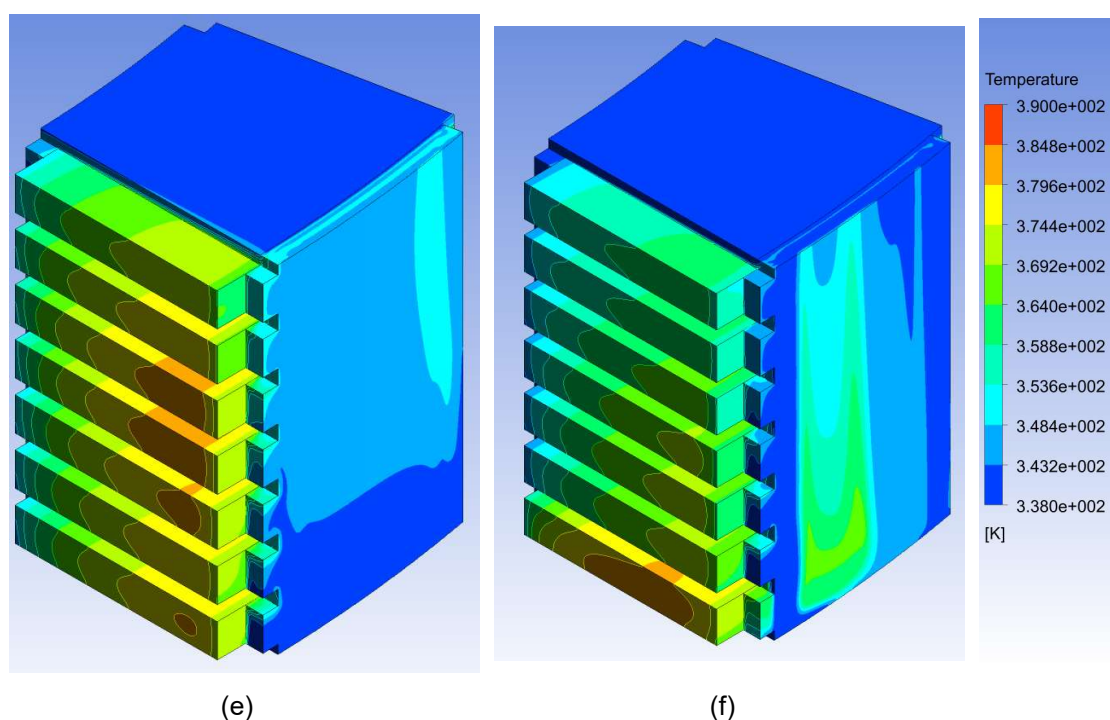
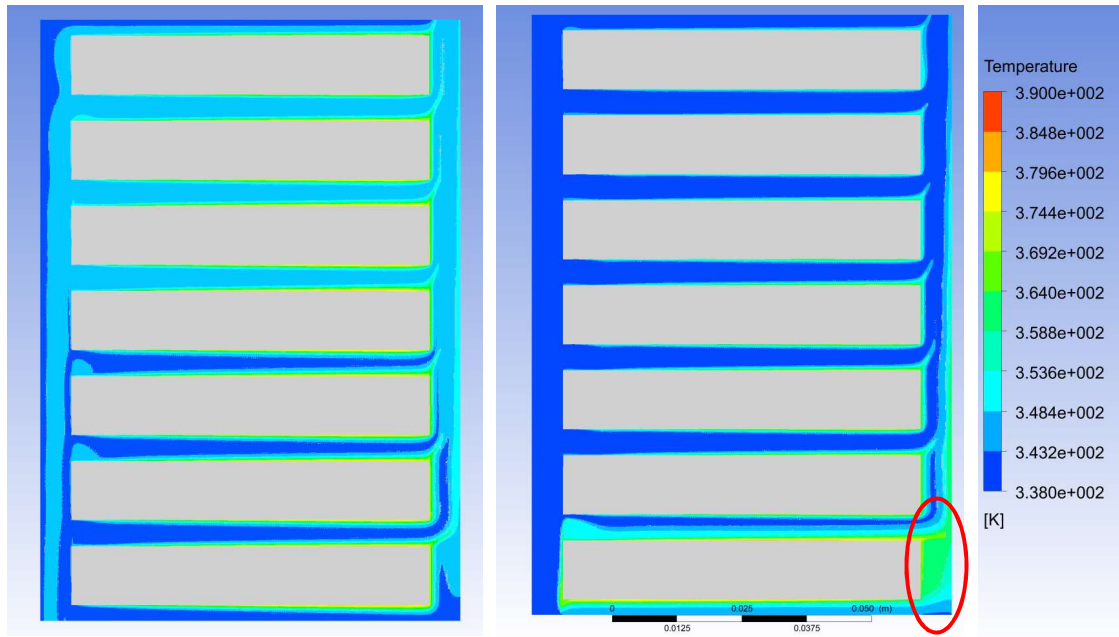


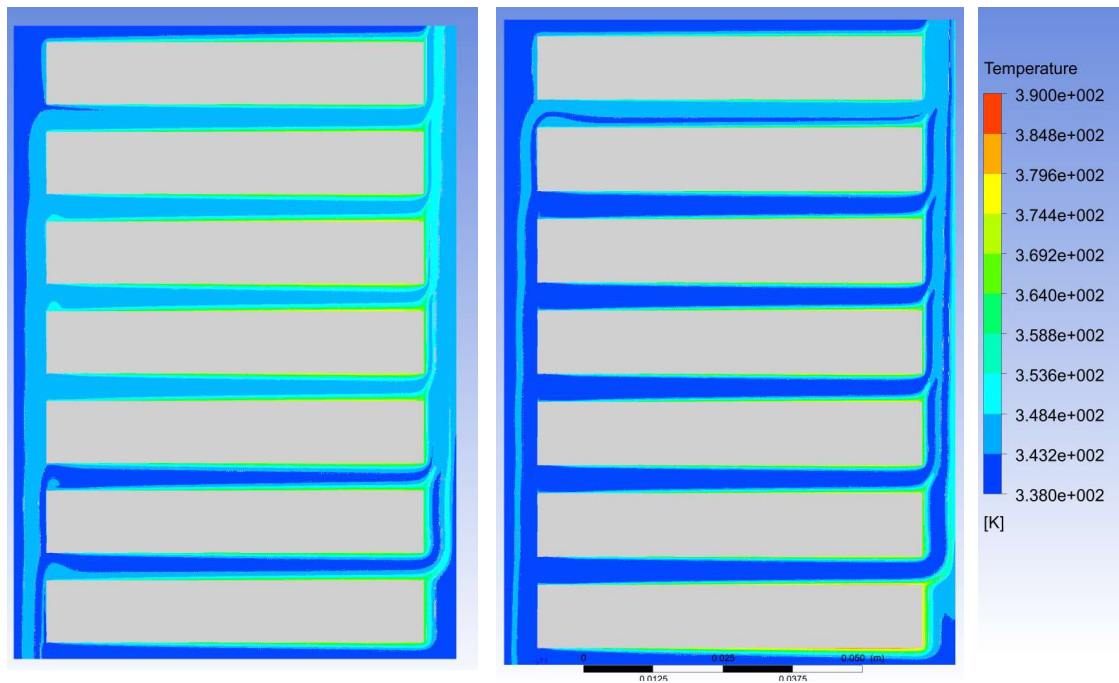
Figura 3.32 Representación gráfica de las temperaturas obtenidas en el devanado. (a) mineral caso ON, (b) mineral caso OD, (c) natural caso ON, (d) natural caso OD, (e) sintético caso ON y (f) sintético caso OD.

La Figura 3.33 muestra las temperaturas del fluido obtenidas en un plano de corte situado en la parte central del devanado. Al igual que ocurría en el modelo 2D y se mostraba en la Figura 3.28, aparecen regiones a la entrada de los canales radiales donde la temperatura del fluido se eleva. Como ya se mencionaba anteriormente, esto se debe a la distorsión del flujo másico en dichas entradas, tal como se aprecia en la Figura 3.34.



(a)

(b)



(c)

(d)

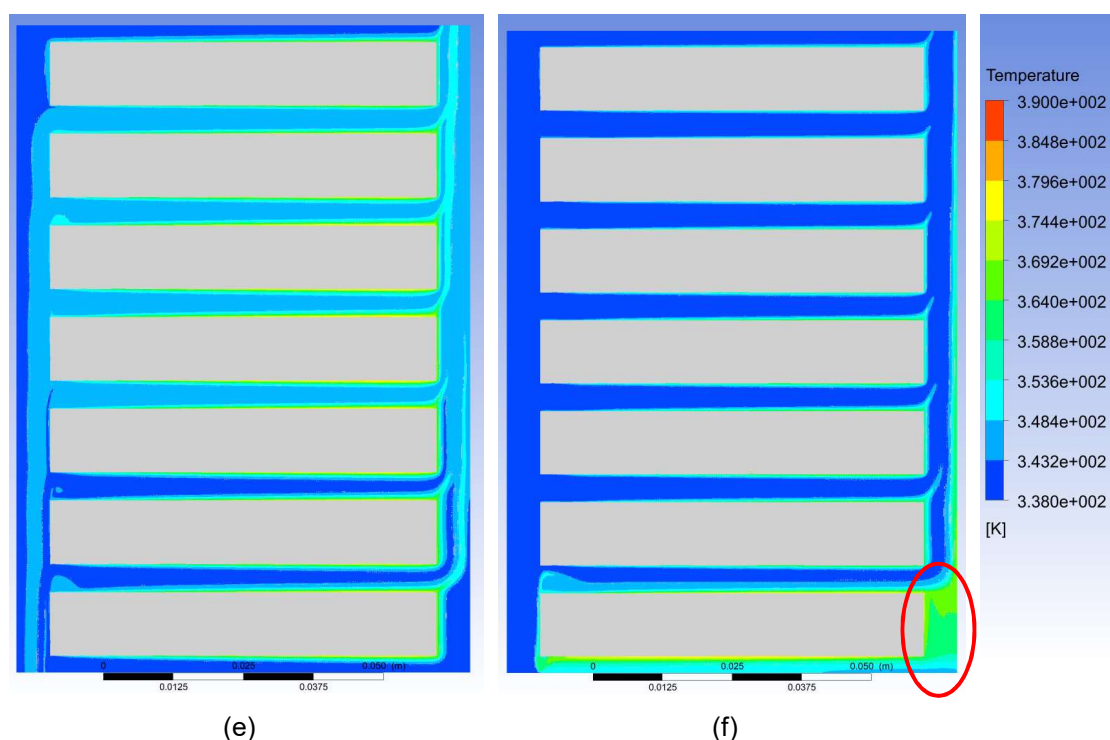


Figura 3.33 Representación gráfica de las temperaturas en el fluido. (a) mineral caso ON, (b) mineral caso OD, (c) natural caso ON, (d) natural caso OD, (e) sintético caso ON, (f) sintético caso OD.

En la Figura 3.33 se aprecia una zona, remarcada con círculos rojos, con temperatura local elevada. Pertenecen a los casos OD con aceite mineral y éster sintético. La mala refrigeración de esas regiones se debe a la aparición de flujo inverso en el primer canal radial, como se observa en la Figura 3.34. Además, este flujo inverso es el responsable de las mayores temperaturas del primer disco respecto a los demás en estos casos, tal como se mencionaba anteriormente en los comentarios a la Figura 3.32.

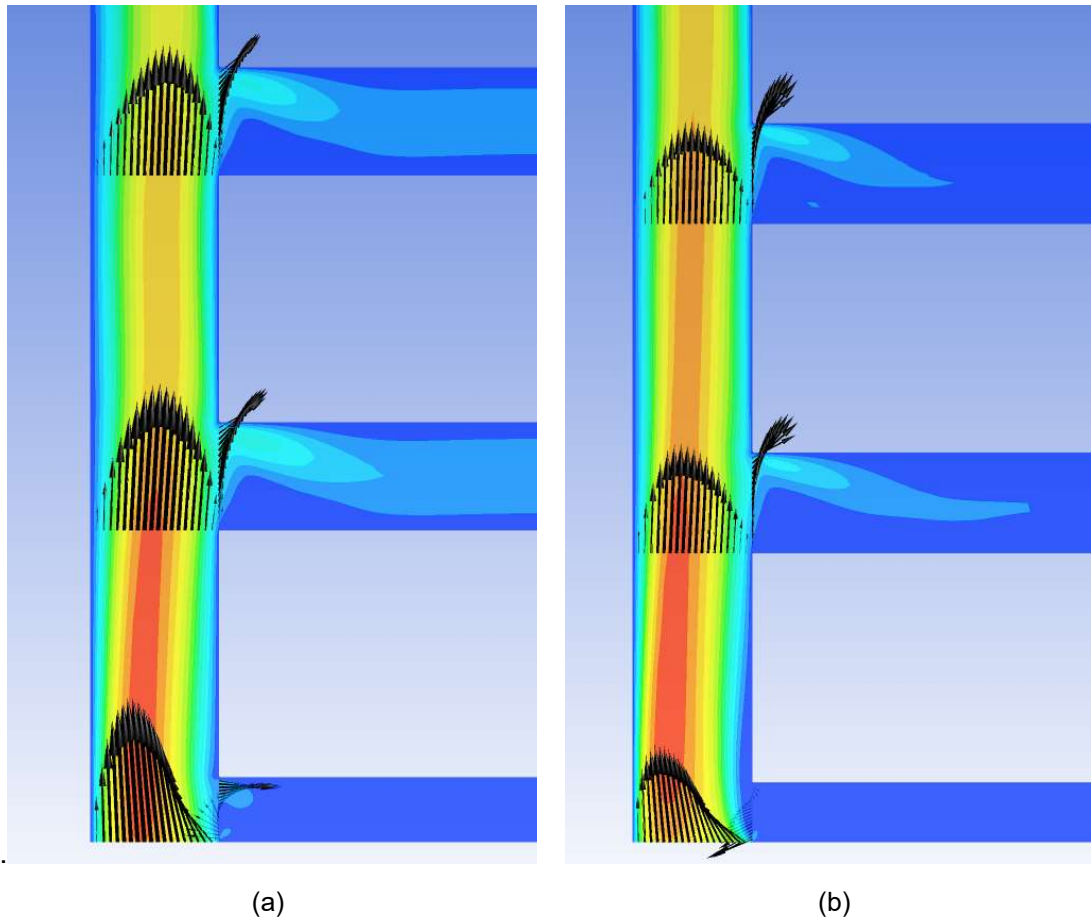
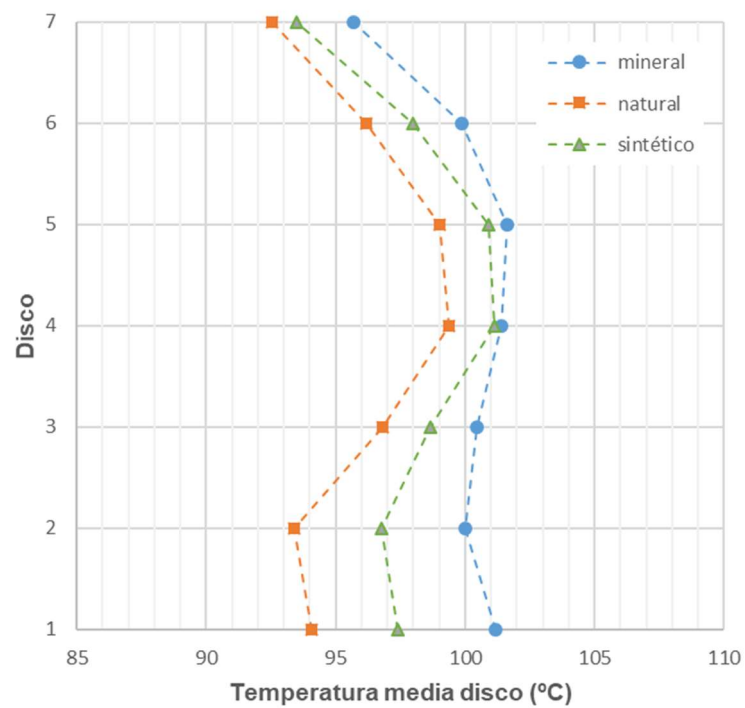
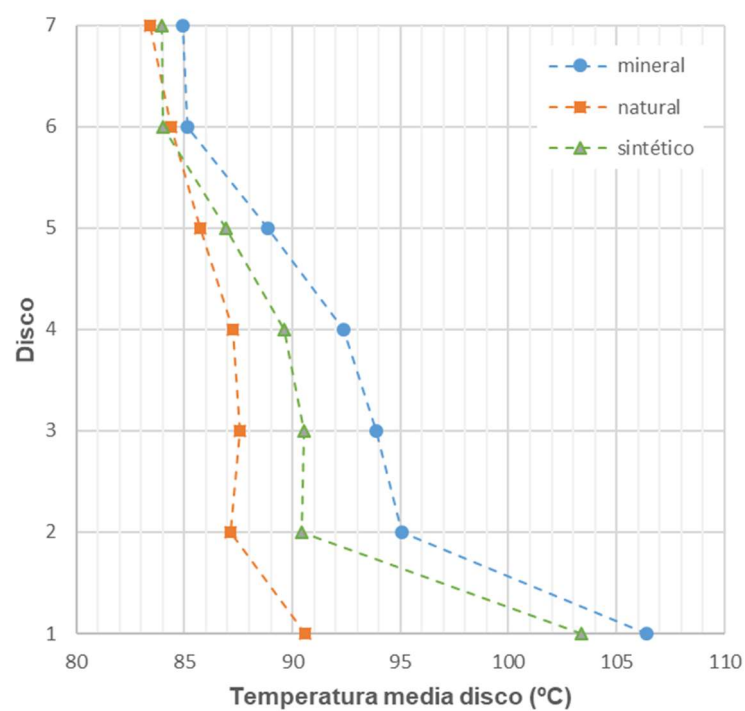


Figura 3.34 Entrada del fluido a canales radiales. (a) caso ON, (b) caso OD.

La Figura 3.35 muestra los perfiles de temperaturas medias de los discos para los casos ON y OD. En el primer caso, se aprecia que las temperaturas obtenidas para el aceite mineral son superiores a las del resto de fluidos. De igual forma, si se compara con la Figura 3.29, se observa un ligero aumento de las temperaturas respecto al caso 2D. Esto se debe a que, considerando la misma velocidad de entrada que en el caso 2D, la cantidad de flujo másico entrante es menor, debido a que los listones y espaciadores reducen la sección de entrada del fluido. Con respecto al caso OD, se observa que los perfiles son muy diferentes a los homólogos del caso 2D mostrados en la Figura 3.29. En este caso la temperatura del primer disco es muy superior a la del resto de discos. Este efecto es más pronunciado en el caso del aceite mineral y del éster sintético, mientras que no lo es tanto para el éster natural.

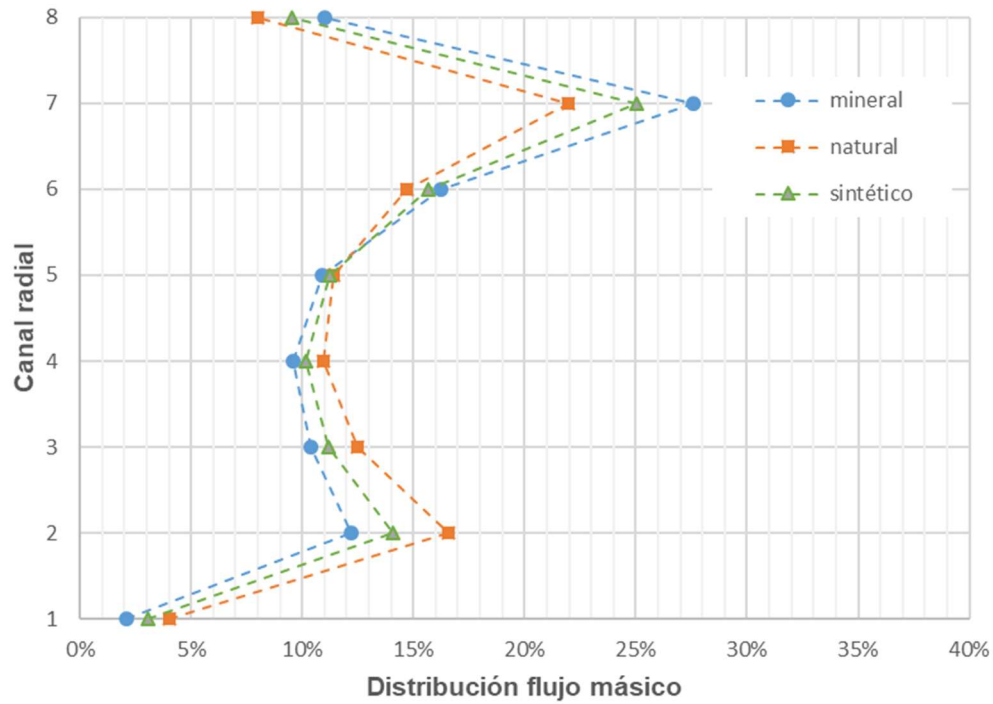


(a)

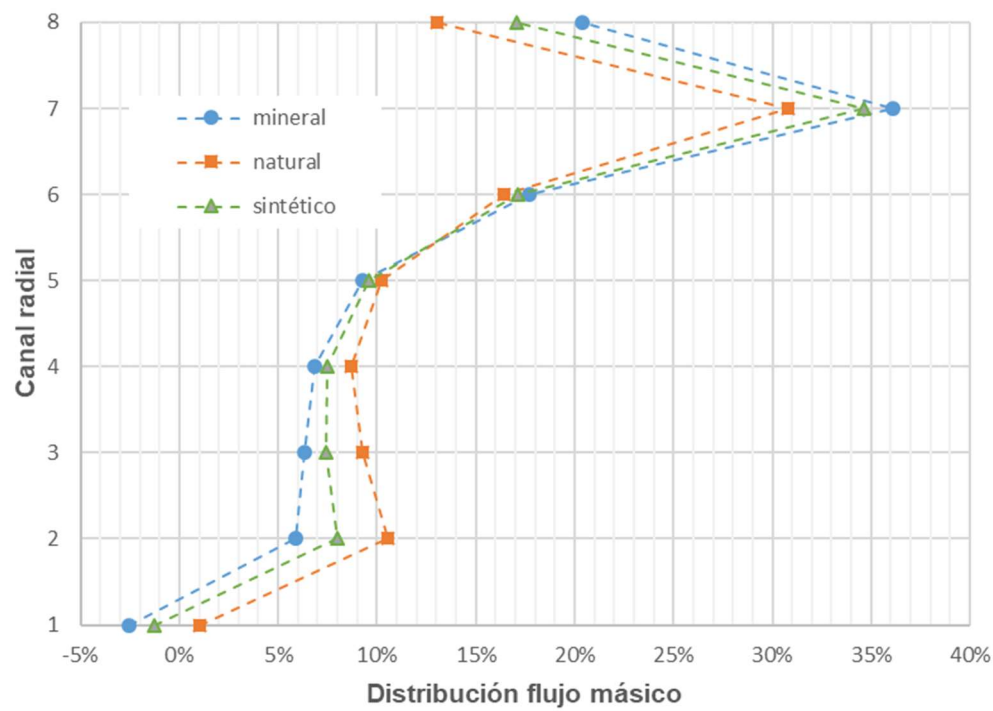


(b)

Figura 3.35 Distribución de la temperatura media del devanado. (a) caso ON , (b) caso OD.



(a)



(b)

Figura 3.36 Distribución del flujo másico por los canales radiales. (a) caso ON y (b) caso OD.

En la Figura 3.36 se aprecia que la distribución del flujo másico es similar en los tres fluidos y se reparte de una forma parecida al caso 2D, que se muestra en la Figura 3.31. Tal como se mencionaba anteriormente, en el caso 3D, en el primer canal se aprecia un valor bajo del flujo másico para el éster natural, mientras que para el resto de los fluidos se produce un flujo inverso.

Por último, la Tabla 3.10 resume los resultados obtenidos en este análisis. En esta tabla se aprecia que, para el caso OD, el punto caliente aparece en el primer disco el devanado. Esto es debido a una mala distribución del flujo másico en esa zona, que produce un aumento local de la temperatura. Este efecto causa que, aunque se produzca una reducción de la temperatura media del devanado de 8-9°C respecto al caso ON, la temperatura máxima sea similar a la de dicho caso. No obstante, el éster natural no cumple con lo anterior, ya que, al no existir flujo inverso en el primer canal, su temperatura máxima se ve reducida en 8,6°C respecto al caso ON.

Tabla 3.10 Resultados del estudio.

	Caso ON			Caso OD		
	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_h(^{\circ}\text{C})$	HSL	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_h(^{\circ}\text{C})$	HSL
Mineral	100,0	112,0	Disco 1	92,4	111,9	Disco 1
Natural	95,9	107,8	Disco 4	86,6	99,2	Disco 1
Sintético	98,0	110,5	Disco 4	89,8	109,2	Disco 1



Capítulo 4. THNM



4. THNM

En el presente capítulo se presenta la técnica de modelado térmico THNM. Se realiza una introducción sobre el equilibrio térmico del transformador, así como de los fundamentos teóricos de la técnica aplicada a devanados de transformadores. Por último, se exponen los análisis y resultados de los estudios realizados en esta tesis con esta técnica.

4.1. Introducción

La técnica de modelado de redes termo-hidráulicas se basa en la resolución de las ecuaciones de conservación que rigen el problema. Siendo más concreto, se fundamenta en la elaboración de dos redes, una que modeliza los fenómenos térmicos y otra los hidráulicos, y que se acoplan entre sí. Estas redes permiten estudiar el problema de forma aproximada, ya que utilizan la técnica de análisis de parámetros concentrados. Esto permite plantear las ecuaciones de conservación de forma macroscópica, dando lugar a un sistema de ecuaciones algebraicas [58].

La ventaja que proporciona este tipo de análisis con respecto al CFD es que, debido a que se basa en la resolución de sistemas algebraicos, el tiempo de ejecución es muy corto y los recursos computacionales necesarios son mínimos. De hecho, este tipo de análisis puede realizarse en un ordenador personal en cuestión de escasos minutos.

4.2. Equilibrio térmico del transformador

En un transformador, el fluido dieléctrico circula a través de los devanados, extrayendo calor de los mismos para posteriormente evacuarlo al ambiente exterior en los radiadores. La pérdida de carga producida por el movimiento del fluido se compensa por la presión producida por dos fuentes, la presión debida a efectos térmicos y a la de agentes externos como bombas. Si la circulación es natural, la presión térmica es la que produce la circulación del fluido, mientras que, si es forzada, la principal fuente que produce el flujo del fluido es la presión producida por la bomba.

La Figura 4.1 muestra el recorrido que hace el fluido en el interior del transformador. El fluido recoge el calor en el devanado (tramo AB) y lo evacúa al exterior en el radiador (tramo CD). En los tramos de tubería (tramos BC y DA), aunque se produce intercambio de calor, se desprecia, pues es pequeño comparado con el que se produce en el radiador.

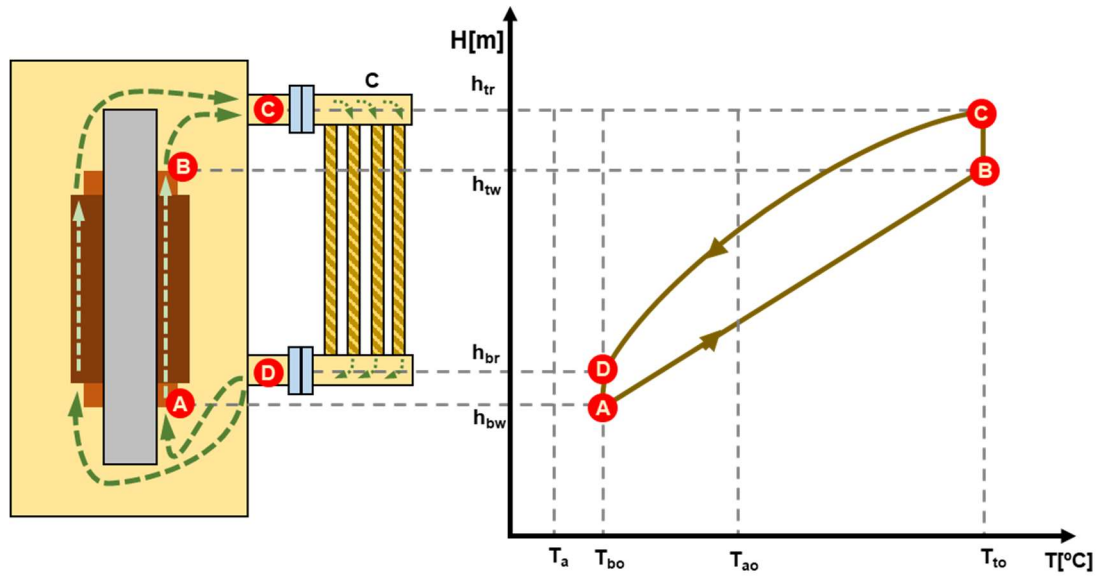


Figura 4.1 Esquema del circuito de refrigeración de un transformador de potencia [56].

La presión producida por efectos térmicos se debe a los cambios de densidad del fluido y se puede expresar por medio de la ecuación (4.1).

$$p_T = \oint \rho \cdot \vec{g} \cdot d\vec{l} = \oint \rho \cdot g \cdot \cos\varphi \cdot dl \quad (4.1)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad, φ el ángulo que forma el vector de la gravedad con el vector del recorrido y ρ la densidad del fluido.

La ecuación (4.1) puede expresarse de forma aproximada según la ecuación (4.2).

$$p_T = \rho_r \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T_o \cdot \Delta H \quad (4.2)$$

Donde ρ_r es la densidad del fluido a una temperatura de referencia, β es el coeficiente de expansión térmica, ΔT_o es el gradiente de temperatura en el aceite y ΔH es la diferencia de cotas entre el punto medio del devanado y el punto medio del radiador.

En el caso de la circulación forzada, la presión producida sería la suma de la presión térmica más la presión de la bomba, donde la presión de la bomba es mucho mayor que la presión térmica. Esta presión ha de ser igual a la pérdida de carga del circuito de la Figura 4.1, tal como indica la expresión (4.3).

$$p_T + p_{Bomba} = \Delta p_{circuito} \quad (4.3)$$

Considerando el balance térmico del sistema, si se aplica la conservación de la energía en el devanado se obtiene la expresión (4.4).

$$P = \rho \cdot c_p \cdot Q \cdot \Delta T_o \quad (4.4)$$

Donde P son las pérdidas en el devanado, ρ la densidad a la temperatura del fluido en la parte inferior del devanado y Q el caudal de fluido circulando en el devanado.

De esta forma, aplicando el equilibrio de presiones y el principio de conservación de la energía, en el devanado se tienen dos ecuaciones y tres incógnitas: la temperatura del fluido en la parte superior e inferior del devanado y el flujo másico de fluido. La tercera ecuación necesaria para poder resolver el sistema se obtiene al aplicar el mismo principio de conservación de la energía en el radiador, obteniéndose la ecuación (4.5).

$$U \cdot O \cdot (T_o(x) - T_a) \cdot dx = \rho \cdot c_p \cdot Q \cdot dT_o(x) \quad (4.5)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, O representa el perímetro de la sección transversal del radiador, T_a la temperatura del aire exterior y $T_o(x)$ la temperatura del aceite en la posición x.

El coeficiente global de transferencia de calor se puede calcular a partir de la ecuación (4.6).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \sum \frac{\delta_{Ri}}{k_{Ri}} + \frac{1}{h_a}} \quad (4.6)$$

Donde h_o es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el aceite, $\sum \frac{\delta_{Ri}}{k_{Ri}}$ representa la conducción en las capas sólidas del radiador y h_a es el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire exterior.

En esta expresión se toman los valores h_o y h_a como constantes, siendo su valor el promedio de este coeficiente en el radiador. Esta aproximación es aceptable puesto que las variaciones de estos coeficientes en el radiador son poco significativas [56]. En este supuesto, la solución de la ecuación (4.5) tiene la forma de la expresión (4.7).

$$T_o(x) = T_a + (T_{to} - T_a) \cdot e^{-\frac{U \cdot O}{\rho \cdot c_p \cdot Q} x} \quad (4.7)$$

El calor que evacúa el radiador hacia el exterior vendrá dado por la expresión (4.8).

$$P = \int_0^L U \cdot (T_o(x) - T_a) \cdot O \cdot dx \quad (4.8)$$

Donde L es la longitud del radiador.

A partir de las expresiones (4.7) y (4.8) se obtiene la expresión (4.9).

$$P = \rho \cdot c_p \cdot Q \cdot (T_{to} - T_a) \cdot (1 - e^{-\frac{U \cdot O \cdot L}{\rho \cdot c_p \cdot Q}}) \quad (4.9)$$

Donde el calor evacuado por el radiador, al asumir que no se pierde calor hacia el exterior en los tramos de conducciones, es igual al calor generado en los devanados.

Así pues, considerando las expresiones (4.3), (4.4) y (4.9) es posible obtener las tres incógnitas en equilibrio termo-hidráulico de un transformador.

4.3. Fundamento teórico del THNM aplicado a devanados

Como se mencionaba previamente, la técnica THNM se basa en la resolución a nivel macroscópico de las ecuaciones diferenciales de conservación de la masa, de conservación de la cantidad de movimiento y de conservación de la energía aplicadas al sistema estudiado. Para ello se establecen dos redes, una hidráulica y otra térmica, acopladas entre sí. Ambas redes se desarrollan basándose en la analogía de los fenómenos que representan con el fenómeno eléctrico (ver Tabla 2.3). Sin embargo, a diferencia de las redes eléctricas, a las redes termo-hidráulicas se les aplica una serie de simplificaciones:

- Se considera que todo el flujo está plenamente desarrollado.
- Se considera mezcla térmica perfecta en los nodos de unión y separación del flujo.
- Se considera que no se evacúa calor al exterior por las paredes externas del devanado, considerándose el fluido como único agente evacuador de calor.

A continuación, se muestra el proceso de creación de las redes para el devanado de un transformador y la secuencia del método para realizar el análisis.

4.3.1. Red hidráulica

La red hidráulica modela el comportamiento del fluido dieléctrico en los canales del devanado. Se basa en la analogía electro-hidráulica para aplicar las ecuaciones de conservación de la masa y la cantidad de movimiento. La composición de la red requiere de la aplicación de las leyes de Kirchhoff para circuitos hidráulicos que aparecen señaladas en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Equivalencia de las leyes de Kirchhoff en circuitos hidráulicos y eléctricos.

	Circuito eléctrico	Circuito hidráulico
1ª ley de Kirchhoff	$\sum_{\text{nudo}} I = 0$	$\sum_{\text{nudo}} \dot{m} = 0$
2ª ley de Kirchhoff	$\sum_{\text{lazo}} \Delta V = 0$	$\sum_{\text{lazo}} \Delta p = 0$

Donde la caída de presión consiste en la suma de las pérdidas primarias (Δp_1) y secundarias (Δp_2). El cálculo de ambas pérdidas se lleva a cabo con las expresiones (4.10) y (4.11).

$$\Delta p_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4.10)$$

$$\Delta p_2 = K \cdot \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (4.11)$$

La expresión (4.10) es la ecuación de Darcy-Weisbach, que representa la pérdida de carga debida a la fricción en un tramo de tubería recta sin accesorios. El parámetro f representa el coeficiente de fricción de la tubería, L su longitud, D su diámetro (o diámetro hidráulico), ρ la densidad del fluido y v la velocidad media del fluido en la tubería. Esta fórmula es válida en flujos plenamente desarrollados.

La expresión (4.11) representa la pérdida de carga en accesorios, codos y demás elementos. El coeficiente K representa el coeficiente local de pérdida de carga para cada uno de los accesorios.

Como se mencionaba anteriormente, tanto las pérdidas de carga primarias como las secundarias se pueden representar análogamente como la caída de tensión producida

en una resistencia eléctrica. De esta forma se transforma el circuito hidráulico en un circuito eléctrico equivalente. La Figura 4.2 muestra el circuito hidráulico de un transformador tipo disco y su circuito eléctrico equivalente [56].

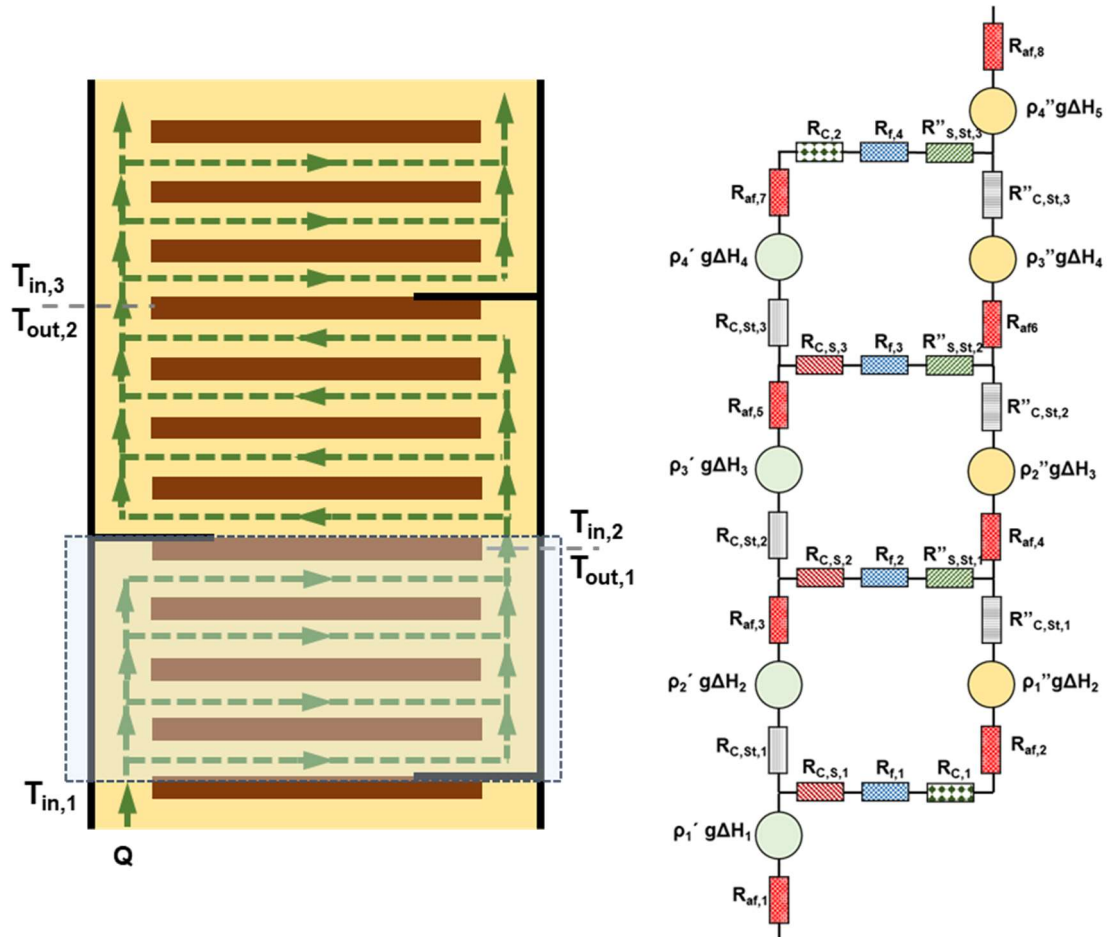


Figura 4.2 Devanado tipo disco y la red hidráulica equivalente de uno de sus pasos.

En la Figura 4.2, los términos R_f y R_{af} representan las pérdidas de carga primarias de los canales axiales y radiales, R_c representa las pérdidas de carga de las esquinas y $R_{c,s}$ y $R_{c,st}$ representan las pérdidas de carga locales debidas a unión y separación del flujo en los nodos. Los términos fuente de la figura representan las fuerzas de flotabilidad en los canales axiales.

Para la resolución del circuito, se aplican las leyes de Kirchhoff, obteniéndose de esta manera la velocidad y el flujo másico por cada uno de los canales. En los nudos se aplica la primera ley de Kirchhoff expresada según la ecuación (4.12).

$$\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot v_i \cdot A_i \cdot \alpha_{i,j} = -\dot{m}_j \quad (4.12)$$

La ecuación (4.12) se aplica a un nodo j genérico, donde ρ_i representa la densidad media del canal i , v_i la velocidad media del canal i y A_i representa la sección transversal del canal i . El término $\alpha_{i,j}$ representa la conexión entre el canal i y el nodo j . Si al nodo j entra flujo desde el canal i , este parámetro vale 1, si el flujo sale del nodo j hacia el canal i , su valor es -1 y en otro caso toma el valor de 0. El término \dot{m}_j toma el valor de \dot{m}_{in} si el nodo j es el nodo de entrada del flujo al devanado, $-\dot{m}_{in}$ si el nodo j es el nodo de salida y 0 en otro caso, siendo \dot{m}_{in} el flujo másico de entrada al devanado.

Para cada uno de los lazos que aparecen en el circuito hidráulico se expresa la segunda ley de Kirchhoff según la ecuación (4.13).

$$\sum_{i \in \Omega} \left(f_i \frac{L_i}{D_i} + K_i \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_i v_i^2 \cdot \gamma_i + \rho_i g L_{ax} \cdot \delta_i = 0 \quad (4.13)$$

El factor γ_i toma el valor de 1 si se recorre el lazo Ω en el mismo sentido que la velocidad del canal i y -1 si la velocidad tiene sentido inverso al recorrido del lazo. El factor δ_i toma el valor de 0 si el canal es radial, -1 si el canal axial se recorre en sentido ascendente por el lazo y 1 si se recorre en sentido descendente.

En un devanado tipo disco, con un paso de n discos, se tienen $2n+2$ nodos y $3n+1$ canales. Aplicando la primera ley de Kirchhoff se obtienen $2n+1$ ecuaciones linealmente independientes. Aplicando la segunda ley de Kirchhoff al lazo que rodea cada disco se tienen n ecuaciones adicionales. De esta forma se tiene un total de $3n+1$ ecuaciones y $3n+1$ incógnitas, donde la incógnita es la velocidad en cada canal. Resolviendo el sistema de ecuaciones es posible calcular la velocidad media en cada uno de los canales.

El inconveniente que tiene este método es que las ecuaciones derivadas de la segunda ley de Kirchhoff no son lineales, ya que la velocidad aparece elevada al cuadrado y el factor de fricción del canal depende, según la ecuación (4.14), de la mencionada velocidad.

$$f = \frac{C}{Re} \quad (4.14)$$

Donde C es una constante que depende de la sección transversal del canal y Re el número de Reynolds en el canal.

En el caso de los coeficientes locales de pérdida de presión, K_i , éstos dependen del tipo de accesorio, del número de Reynolds y de parámetros geométricos [61-62].

La resolución del sistema requiere de un método iterativo. Para resolver el sistema es necesario linealizar las ecuaciones, de tal forma que la expresión (4.13) pasa a ser la ecuación (4.15).

$$\sum_{i \in \Omega} \left(f_i \frac{L_i}{D_i} + K_i \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho_i |\mathbf{v}_i| \cdot v_i \cdot \gamma_i + \rho_i g L_{ax} \cdot \delta_i = 0 \quad (4.15)$$

Donde el término $|\mathbf{v}_i|$ representa el valor absoluto de la velocidad en el canal i en la iteración previa del cálculo o el valor inicial en el caso de ser la primera iteración. De igual manera el valor de f_i y los valores de cada K_i se calculan a partir de la velocidad en el canal en la iteración anterior.

Siguiendo este procedimiento se puede resolver la red hidráulica y, por tanto, conocer la velocidad y el flujo másico a través de cada canal. No obstante, la dependencia de las propiedades del fluido de la temperatura hace que ésta influya sobre la resolución de la red hidráulica. Dicha temperatura es calculada mediante una red análoga a la descrita, la red térmica.

4.3.2. Red térmica

La red térmica calcula la temperatura tanto en el fluido como en el sólido. Tiene en cuenta la generación de calor en los conductores y su evacuación al exterior a través del fluido. En este sistema aparecen dos mecanismos de transmisión de calor: el calor se mueve por el fluido por medio de la convección y por el sólido por medio de la conducción.

En el fluido, el calor se transfiere principalmente por convección, de tal forma que el incremento de temperatura del fluido en un canal ha de cumplir la ecuación (4.16).

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4.16)$$

Donde P representa el flujo de calor transferido hacia el fluido, c_p el calor específico del fluido y ΔT el incremento de temperatura del fluido.

Si se divide cada canal en regiones o celdas, el incremento de temperatura que se produce en una celda está relacionado con el flujo de calor entrante en dicha celda según la ecuación (4.16).

En los nodos, donde se produce la separación o confluencia del fluido se aplica el principio de conservación de la energía. En régimen estacionario, donde no hay fuentes de calor, se ha de tener en cuenta que el calor entrante ha de ser igual al calor saliente. De esta forma se plantea la ecuación (4.17).

$$\sum_{j=1}^n \alpha_{i,j} \cdot \dot{m}_j \cdot c_{p,j} \cdot T_j = 0 \quad (4.17)$$

Donde el término $\alpha_{i,j}$ representa el mismo término que en la ecuación (4.12).

En la ecuación (4.17) se ha de tener en cuenta que la temperatura del flujo saliente del nodo es la misma que la temperatura del nodo, ya que se ha considerado mezcla térmica perfecta. De esta manera, con la ecuación (4.17) se puede resolver la temperatura del fluido en las zonas donde confluyen flujos o se dividen.

En el caso de la transmisión de calor en cada disco, ésta se puede modelar haciendo uso de la analogía termo-eléctrica, en la cual se puede representar el intercambio de calor por conducción mediante un circuito eléctrico. En esta analogía, las diferencias de tensión son equivalentes a diferencias de temperatura y la corriente eléctrica equivale al flujo de calor. De esta forma, la transmisión de calor en un disco del devanado se puede modelar con un circuito similar al de la Figura 4.3.

En la Figura 4.3, los términos $R_{\lambda a}$ y $R_{\lambda r}$ representan las resistencias térmicas de conducción en las direcciones axial y radial, respectivamente. Los términos R_{ga} y R_{gr} representan las resistencias térmicas de convección en las direcciones axial y radial, que aparecen en la interfaz sólido-fluido. Las fuentes de tensión representan la temperatura del fluido en cada nodo y las fuentes de corriente el calor generado en cada celda del sólido. La tensión en los nodos representa la temperatura de cada celda del sólido.

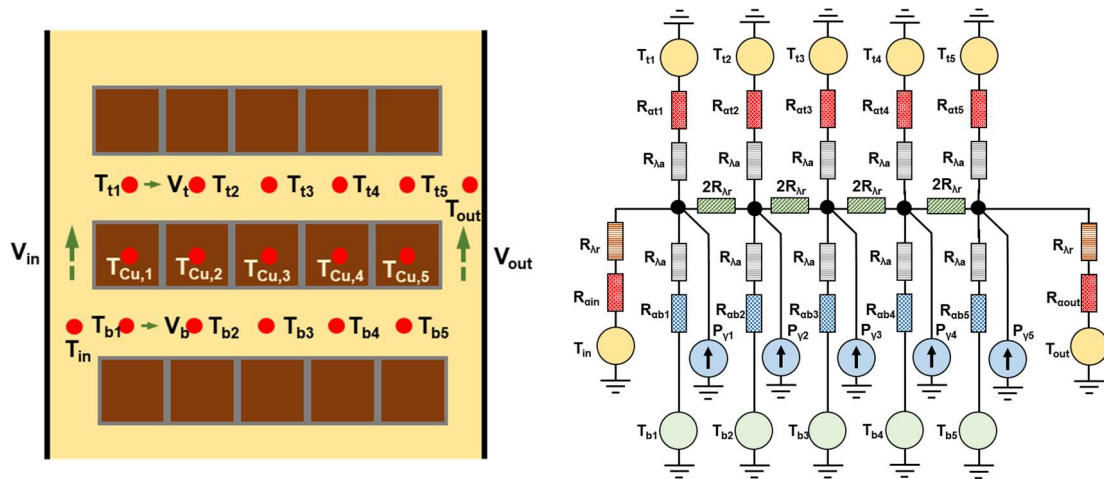


Figura 4.3 Red térmica equivalente de un disco del devanado de un transformador.

En la región sólida, la conducción unidimensional en estado estacionario viene dada por la ecuación (4.18).

$$P = k \cdot \frac{A}{L} \cdot \Delta T \quad (4.18)$$

Donde k es la conductividad térmica del sólido, L la distancia en la dirección al flujo de calor y A la sección transversal al flujo de calor.

A partir de la expresión (4.18) se puede obtener la resistencia térmica en cada dirección mediante la ecuación (4.19).

$$R_{\lambda} = \frac{L}{k \cdot A} \quad (4.19)$$

En la interfaz entre sólido y fluido, el calor se transmite por convección. La convección en estado estacionario sigue la ecuación (4.20).

$$P = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (4.20)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

De este modo, la expresión de la resistencia térmica de convección viene dada por la ecuación (4.21).

$$R_{\alpha} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (4.21)$$

El valor de h se puede determinar a partir de la expresión del número de Nusselt mostrada en la ecuación (4.22).

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (4.22)$$

Donde D es el diámetro hidráulico del canal y k la conductividad térmica del fluido. La complejidad de este cálculo consiste en determinar el número de Nusselt en los canales del fluido. Para ello es necesario buscar correlaciones a partir de las cuales se puede obtener el valor del número de Nusselt. Estas correlaciones se basan en parámetros adimensionales, tal como se muestra en la ecuación (4.23).

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4.23)$$

Las correlaciones varían en función de múltiples factores: tipo de flujo, si el flujo es externo o interno o la sección del tubo, entre otros. Es necesario señalar que estas expresiones no son válidas para todos los rangos de los parámetros. Además, no se tiene constancia de su validez a la hora de aplicarse a fluidos viscosos [60].

Con estas expresiones es posible determinar las temperaturas en el devanado, tanto en el fluido como en el sólido. Para poder determinarlas es necesario conocer la velocidad del fluido en los canales, con lo cual la red térmica ha de acoplarse a la red hidráulica.

4.3.3. Solución de las redes

En los apartados anteriores se han descrito las dos redes necesarias para obtener la distribución de velocidades y temperaturas en el devanado. Ambas redes están acopladas entre sí debido a los siguientes aspectos:

- Las propiedades del fluido, tales como la densidad y la viscosidad, que intervienen en la red hidráulica, son dependientes de la temperatura.
- La transmisión de calor por el fluido depende de su velocidad.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección dependen de la velocidad del fluido.

Por estos motivos, ambas redes han de ser resueltas de forma acoplada. Dado que las redes no son lineales, la forma de obtener una solución es mediante un método iterativo. La Figura 4.4 contiene un diagrama de flujo que permite entender el método de resolución de las redes. Siguiendo el algoritmo de dicha figura se logra resolver el modelo THNM. Cuando el error cometido es menor que la tolerancia deseada se finaliza el cálculo, extrayendo los resultados para su posterior análisis.

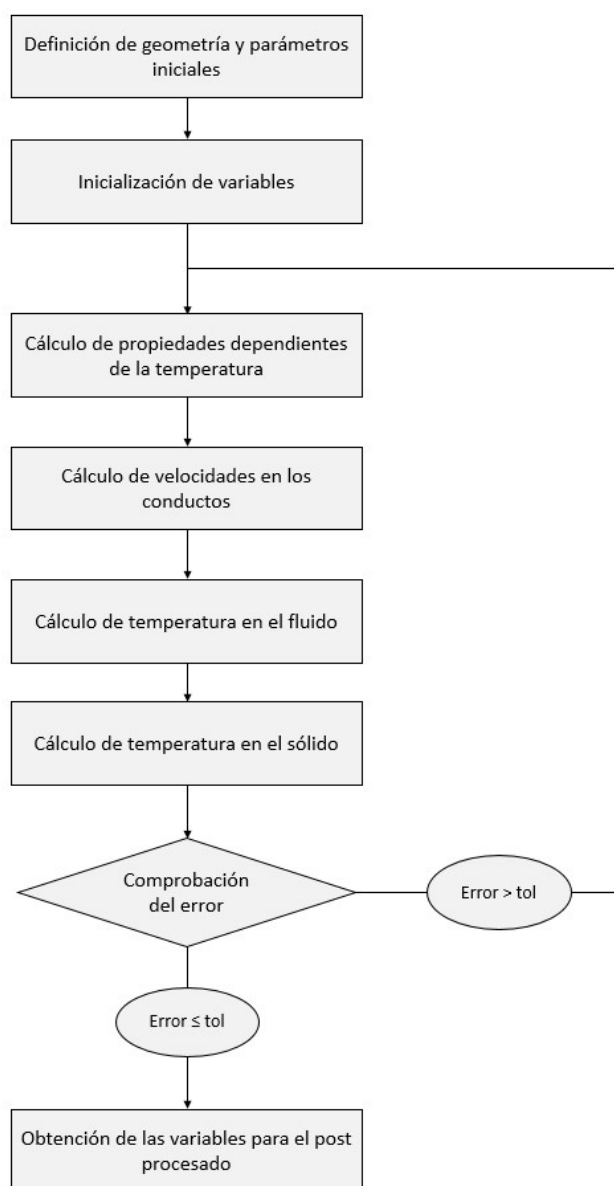


Figura 4.4 Diagrama para el proceso de resolución de la red termo-hidráulica de un devanado.

4.4. Resolución de casos

El programa THNM que se ha desarrollado en esta tesis realiza el modelado térmico del devanado de un transformador de potencia tipo disco. El análisis proporciona velocidades en los canales y temperaturas en fluido y discos, así como otros resultados derivados de estos. El procedimiento de ejecución que sigue es el que viene reflejado en el flujograma mostrado en la Figura 4.4.

Como se aprecia en el mencionado flujograma, para la ejecución del análisis es necesario introducir datos sobre la geometría, materiales, condiciones de entrada del fluido y las fuentes de calor.

Como se muestra en la Figura 4.5, la descripción de la geometría se lleva a cabo definiendo el número de discos y su agrupación en pasos, introduciendo en una tabla el número de discos por paso y siendo el número de paso ascendente hacia la parte superior del transformador. También es necesario introducir las dimensiones de los discos y canales para describir totalmente la geometría del transformador.

pass nº	discs	radial duct height	5
1	9	disc-washer duct height	3
2	7	inner duct height	6
		outer duct height	6
		rad. Disc length	69.3
		ax. Disc length	11.4
		inner radius	386

Figura 4.5 Introducción de parámetros geométricos del devanado.

Asimismo, se introducen en el programa las propiedades de los materiales, tal y como se muestra en la Figura 4.6. Para el sólido, se fija la conductividad térmica equivalente en las direcciones principales y, para el fluido, se introducen las propiedades y su dependencia con la temperatura.

introduce eq. Properties	Yes
k rad	0.646
k ax	3.751

Fluid properties coefficients			
	a0	a1	a2
density	1098.72	-0.712	0
specific heat	807.163	3.58	0
conductivity	0.1509	-7.10E-05	0
viscosity	0.08467	-4.00E-04	5.00E-07

Figura 4.6 Introducción de las propiedades de los materiales empleados en el análisis térmico del transformador.

A continuación, se introducen los valores de la fuente de calor por disco, y de la velocidad y temperatura de entrada del fluido.

Por último, se introduce el número de nodos de cada disco. Este valor determina el número de nodos que tendrá la red térmica. El programa proporciona la temperatura en cada uno de los nodos, tanto del fluido como del sólido. Esta discretización es análoga a la malla en un análisis CFD. La Figura 4.7 muestra un ejemplo de la división del sistema considerado.

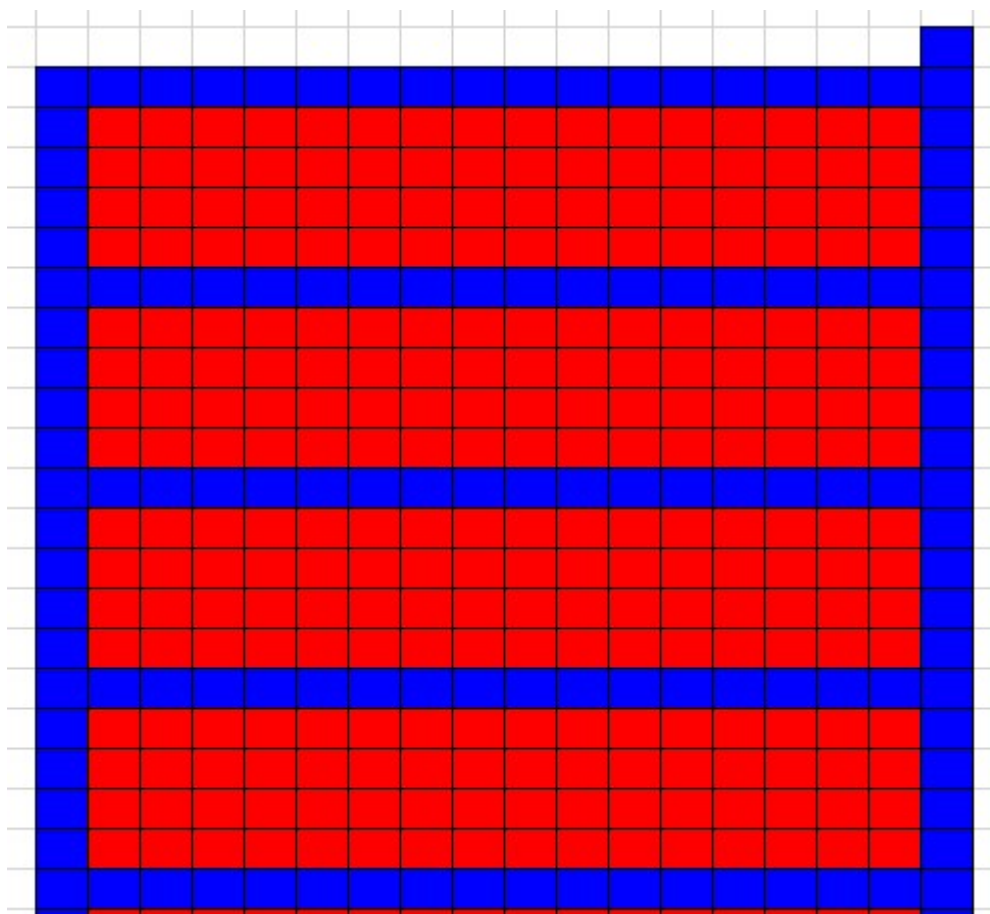


Figura 4.7 Imagen de la discretización empleada en la red termo-hidráulica.

El proceso de cálculo se ha llevado a cabo por medio de un programa informático escrito en lenguaje .NET. El programa se ejecuta en un ordenador personal y obtiene una solución en cuestión de pocos minutos.

4.5. Comparación con CFD

En primer lugar, se muestran las comparaciones de resultados obtenidos con CFD y THNM. El objetivo de este apartado es resaltar las diferencias entre ambos métodos y determinar la precisión que el método THNM es capaz de proporcionar en el análisis térmico del devanado de un transformador, mediante la obtención de las desviaciones de sus resultados con respecto a los obtenidos con CFD. La finalidad última es establecer que el modelo THNM propuesto es lo suficientemente exacto. El modelo desarrollado se ha calibrado para aceite mineral basándose en los estudios [60-62] y en la formación adquirida en EFACEC.

La comparación se ha llevado a cabo utilizando el devanado de 16 discos descrito en el capítulo 3, concretamente en el apartado 3.6, y realizando un análisis 2D. Para poder realizar la mencionada comparación, en dicho análisis se consideran las mismas condiciones que las utilizadas en el estudio CFD del apartado 3.6.1, aplicadas sobre los mismos aceites cuyas propiedades viene dadas en la Tabla 3.7. Las condiciones del estudio vienen dadas en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Condiciones de entrada del estudio.

	Caso ON	Caso OD
Velocidad entrada (m/s)	0,0961	0,2451
Temperatura entrada (°C)	64,8	64,8
Fuente de calor (W/disco)	1577,41	1577,41

El estudio THNM se realizó con una discretización de 64 elementos por disco, 4 en la dirección axial y 16 en la dirección radial. Los canales radiales se dividieron en 16 elementos mientras que los canales axiales se dividieron en 4 elementos, tal como se muestra en la Figura 4.7.

4.5.1. Aceite mineral

La Figura 4.8 muestra la comparación de las temperaturas media y máxima de cada disco obtenidas con ambos métodos para el caso del aceite mineral con refrigeración ON y OD. Se aprecia las diferencias en los perfiles de temperatura. Esto se debe a que las simplificaciones que lleva implícitas la técnica THNM no permiten capturar las venas calientes, lo que produce ligeras diferencias en dichos perfiles. Sin embargo, la desviación en los valores obtenidos entre ambas técnicas es pequeña, inferior a 4-5°C

(menor del 5%). En el caso analizado, parece que el método THNM produce una buena estimación de la temperatura máxima.

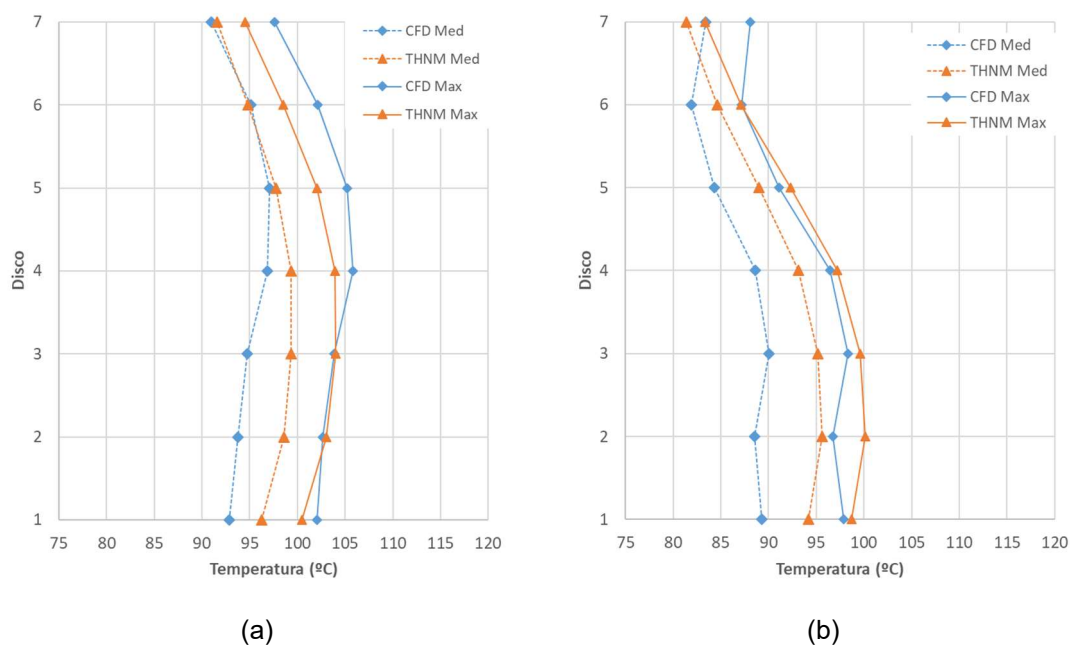


Figura 4.8 Distribución de la temperatura media de los discos. (a) caso ON, (b) caso OD.

La Figura 4.9 muestra la comparación del reparto del flujo másico por los canales radiales. Se aprecia una gran similitud de los perfiles de velocidad obtenidos por ambas técnicas tanto para el caso ON como para el caso OD.

De lo expuesto previamente, se ha determinado que el método THNM da una buena estimación de temperatura y velocidad en el devanado de un transformador bañado en aceite mineral. En el apartado siguiente se muestran los resultados obtenidos en el caso del éster natural y del éster sintético.

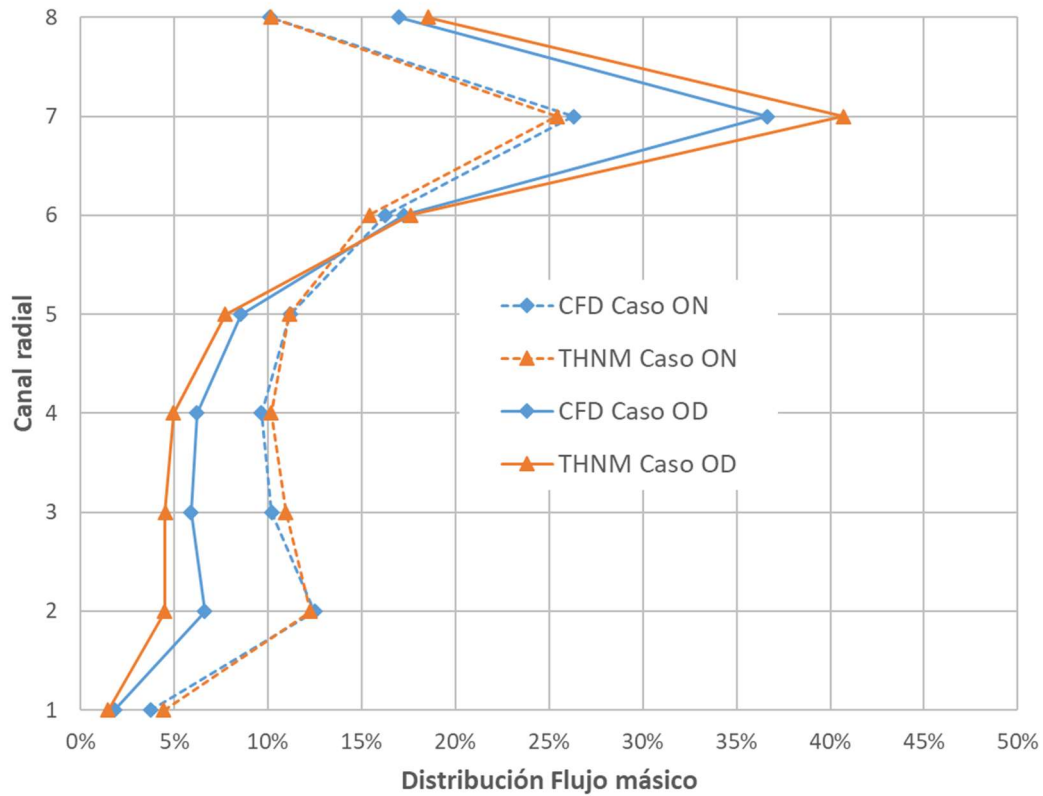


Figura 4.9 Distribución del flujo másico por canales radiales.

4.5.2. Fluidos alternativos

La Figura 4.10 muestra la comparación de los perfiles de temperatura media y máxima en los casos del éster natural y del éster sintético. Al igual que ocurría en el caso del aceite mineral, se aprecian pequeñas diferencias entre los perfiles obtenidos con CFD y THNM. En este caso el método THNM también produce buenas estimaciones de temperaturas del transformador.

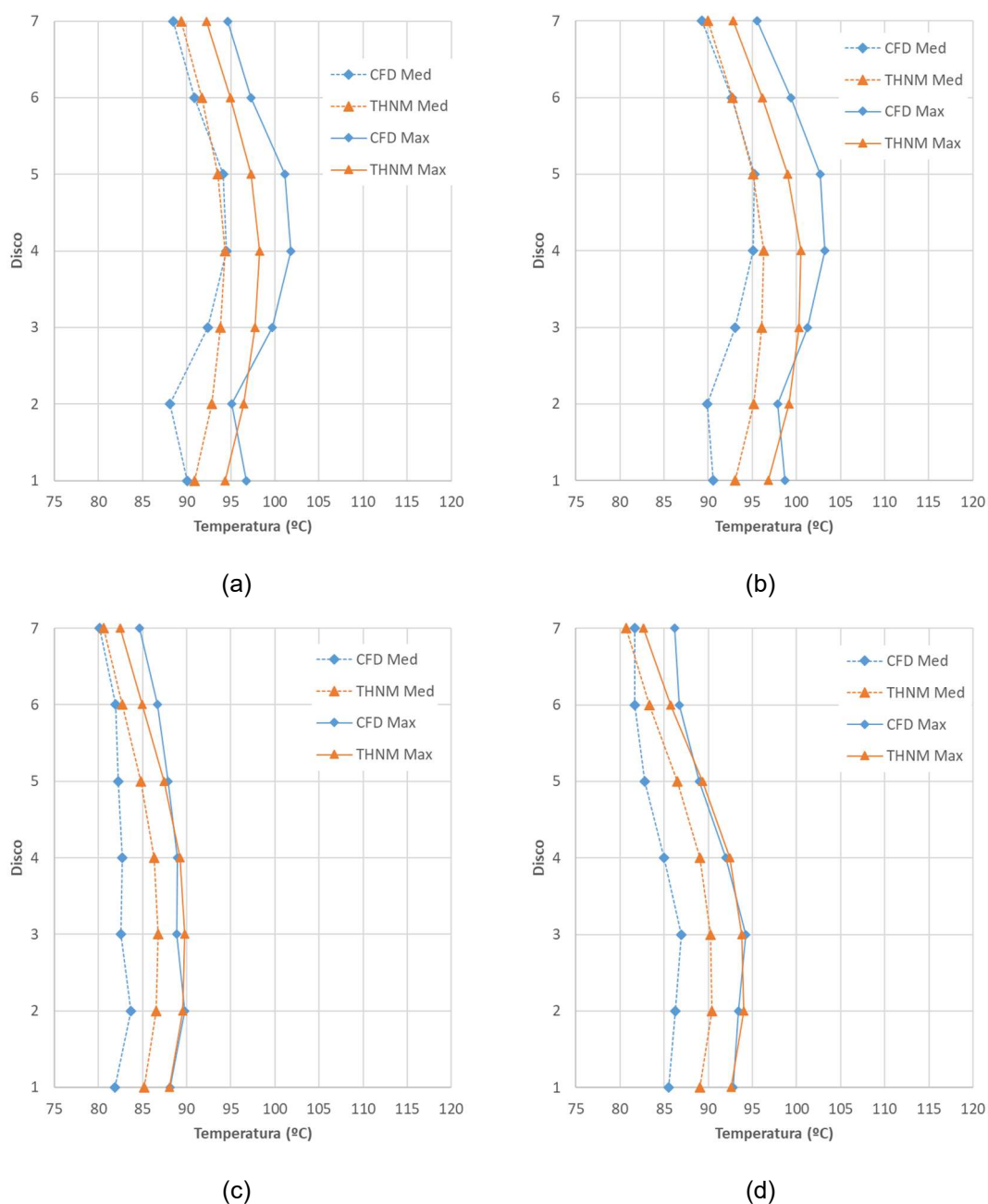
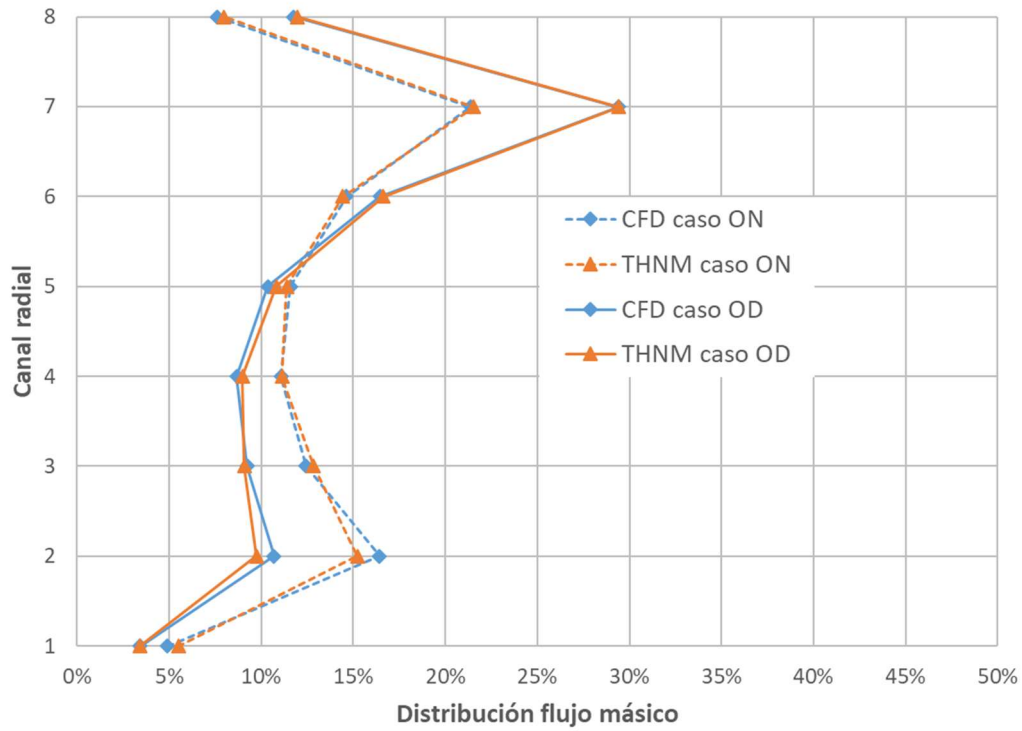
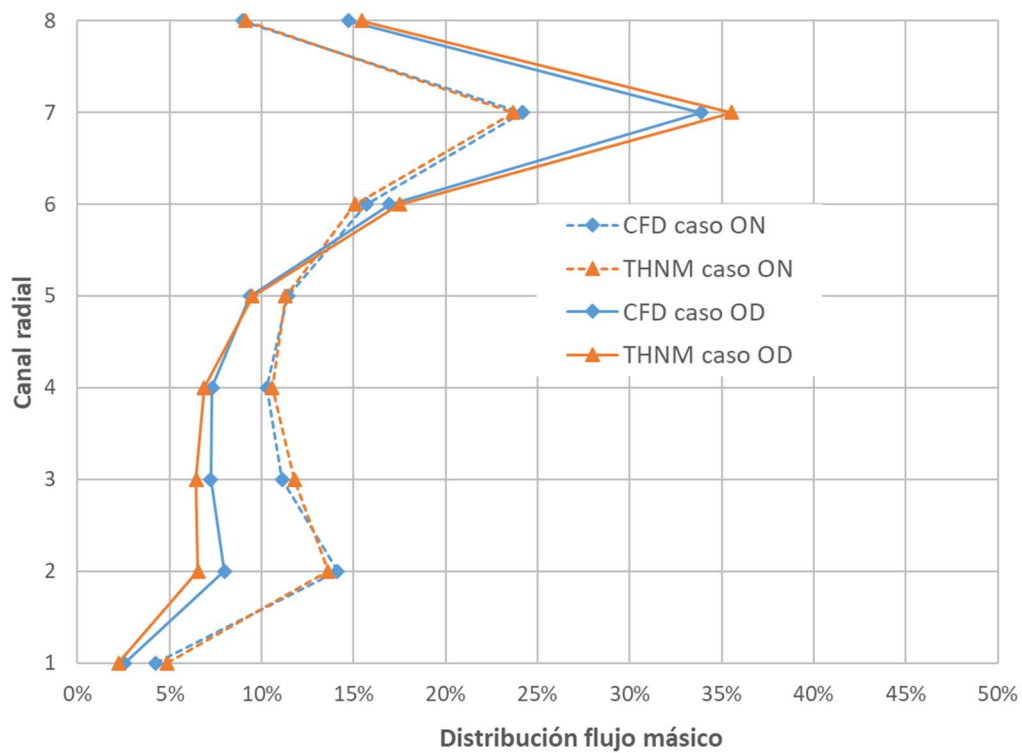


Figura 4.10 Distribución de la temperatura media de los discos. (a) éster natural caso ON, (b) éster sintético caso ON, (c) éster natural caso OD, (d) éster sintético caso OD.

La Figura 4.11 muestra el reparto del flujo másico por los canales radiales obtenido con ambas técnicas. Se muestra que el modelo THNM reproduce bastante fielmente el reparto de flujo másico obtenido mediante CFD.



(a)



(b)

Figura 4.11 Distribución del flujo másico por canales radiales. (a) éster natural, (b) éster sintético.

De lo expuesto previamente, se establece que el método THNM da una buena estimación de temperatura y velocidad en el devanado de un transformador bañado en aceites alternativos, sin tener que realizar ningún tipo de modificación en el programa, a excepción de las propiedades de los mencionados aceites.

4.6. Resultados THNM

Una vez testeado satisfactoriamente el modelo THNM desarrollado, se presentan de manera pormenorizada los resultados obtenidos con el mencionado modelo. Así, en los apartados siguientes se comparan desde el punto de vista térmico los tres fluidos ya mencionados.

4.6.1. Comparación de un aceite mineral, un éster natural y un éster sintético.

En primer lugar, en la Figura 4.12 se observan los perfiles de la temperatura media de los discos. En ambos modos de refrigeración, las temperaturas obtenidas por el aceite mineral son mayores que las obtenidas por los fluidos alternativos. A su vez, el éster natural es el que menores temperaturas proporciona, tanto en el caso ON como en el caso OD.

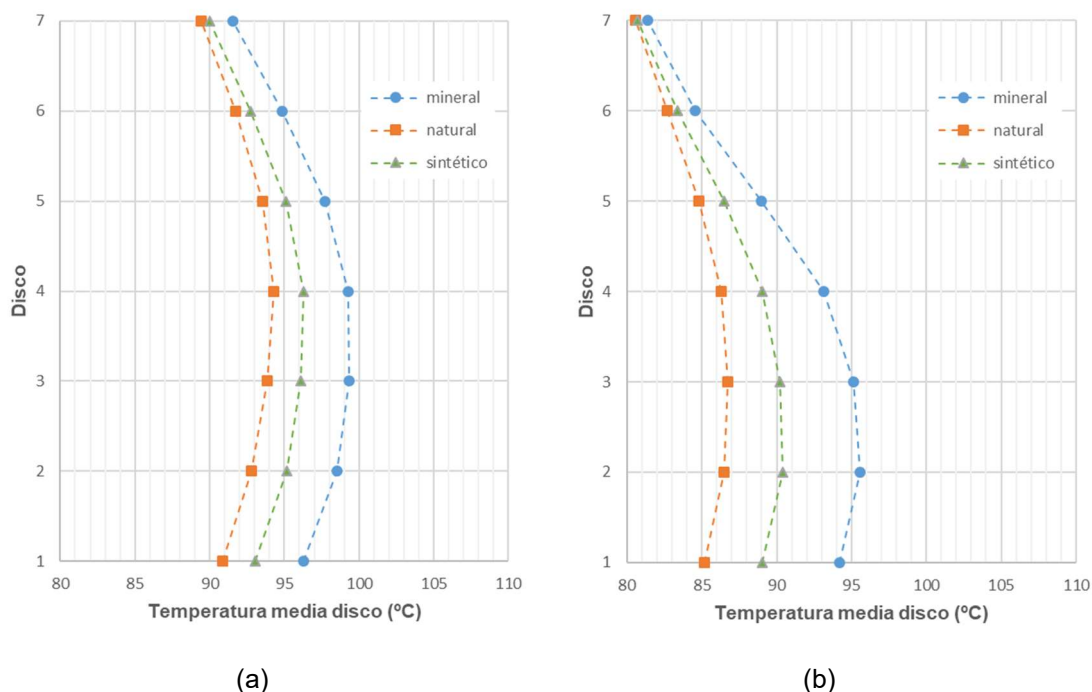
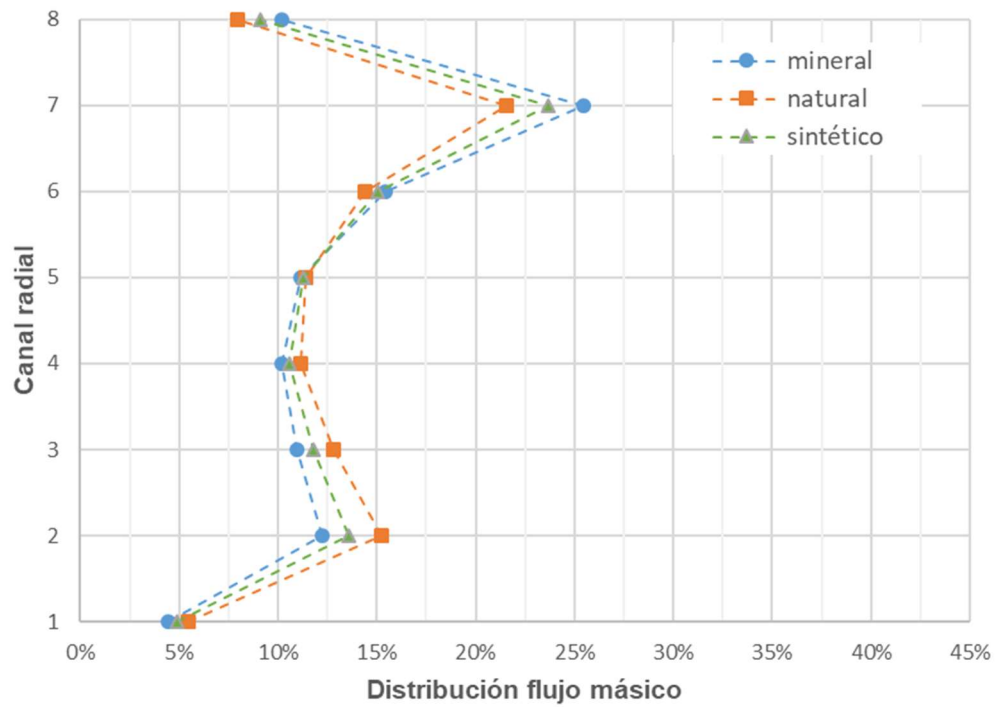
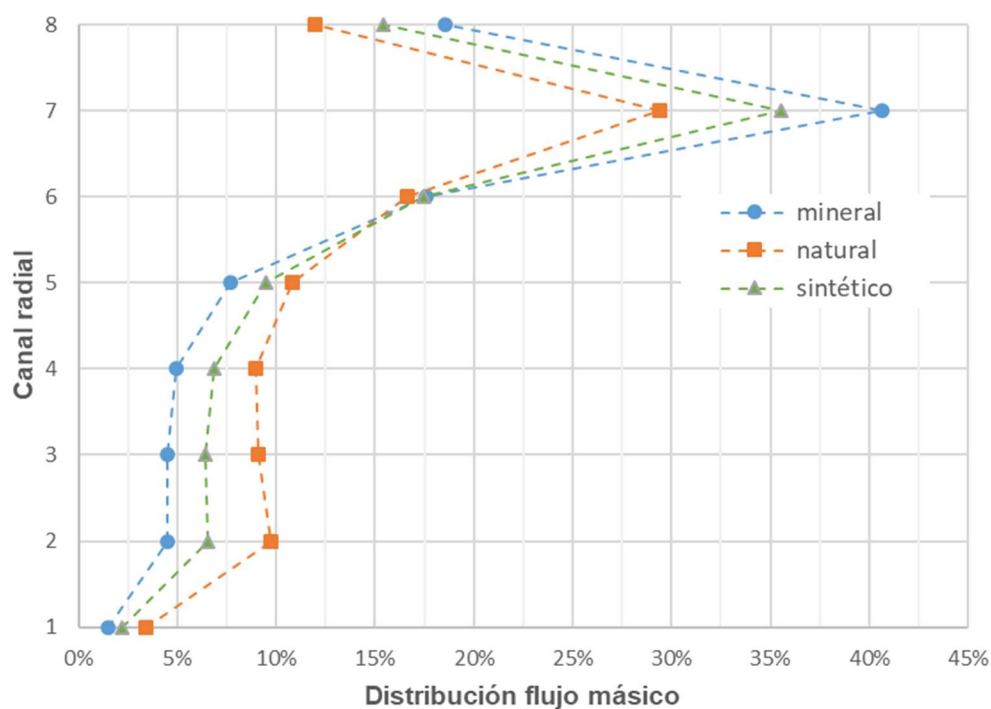


Figura 4.12 Distribución de la temperatura media de los discos. (a) caso ON, (b) caso OD.

En relación a la distribución de flujo másico, la Figura 4.13 muestra el reparto por los canales radiales. Se aprecia que el perfil es bastante similar para los tres fluidos. Se observa que el flujo másico se reparte principalmente por la parte superior del devanado, especialmente en el caso OD. Sin embargo, los canales 1 y 8 presentan un menor flujo másico debido a su menor espesor. Por último, a destacar que el caso ON presenta un reparto del flujo másico más uniforme en los canales centrales que el caso OD.



(a)



(b)

Figura 4.13 Distribución del flujo másico por canales radiales. (a) caso ON, (b) caso OD.

La Tabla 4.3 muestra los valores máximos y medios de la temperatura en el devanado para los tres fluidos considerados, así como la ubicación del punto caliente. Las temperaturas máximas más altas se han producido en los casos con aceite mineral, mientras que los registros más bajos de temperatura del punto caliente se han producido en los casos del éster natural. La reducción de temperatura observada en el caso OD respecto al ON es más atenuada en el caso del aceite mineral, siendo de 3,9°C, mientras que para el éster natural y el éster sintético son de 8,5 y 6,5°C, respectivamente.

Tabla 4.3 Resultados del estudio.

	Caso ON			Caso OD		
	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL
Mineral	96,8	104,0	Disco 3	90,4	100,1	Disco 2
Natural	92,4	98,3	Disco 4	84,7	89,8	Disco 3
Sintético	94,1	100,5	Disco 4	87,0	94,0	Disco 2

Adicionalmente a los resultados previamente mostrados se ha obtenido la pérdida de carga que se produce en el devanado. Así, la Figura 4.14 muestra dicha pérdida de carga producida en cada caso relativa a la del aceite mineral. Se aprecia que las pérdidas de carga de los ésteres son superiores a las observadas en el aceite mineral. Concretamente, en el caso ON, los valores obtenidos han sido un 93% superiores con el éster natural y un 40% superiores con el éster sintético. En el caso OD estos valores son un 63% y un 29% superiores para el éster natural y el éster sintético respectivamente.

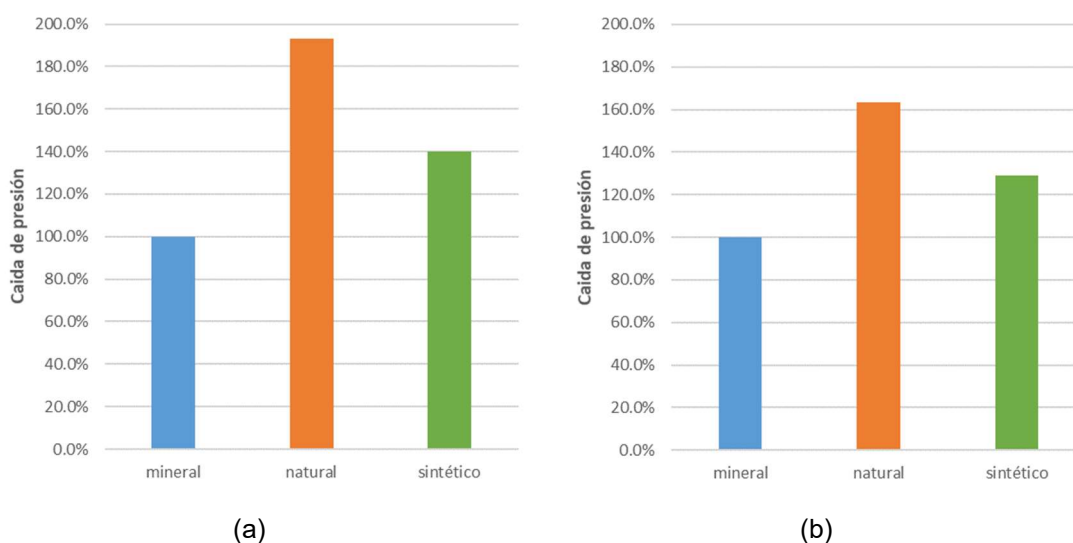


Figura 4.14 Caída de presión en el devanado. (a) caso ON, (b) caso OD.

4.6.2. Ajustes en la velocidad de entrada según la pérdida de carga

Se ha llevado a cabo una ampliación del estudio previo modificando, en ambos casos de refrigeración, las velocidades de entrada de los ésteres con el fin de que se produzca la misma caída de presión que el aceite mineral.

La reducción de velocidad de entrada de los ésteres da lugar a diferentes distribuciones de temperatura, tal como se muestra en la Figura 4.15. Se aprecia que, en comparación con el estudio anterior, las diferencias de temperatura entre ésteres y aceite mineral no son tan acentuadas, especialmente en el caso ON, donde las temperaturas del aceite mineral llegan a ser menores.

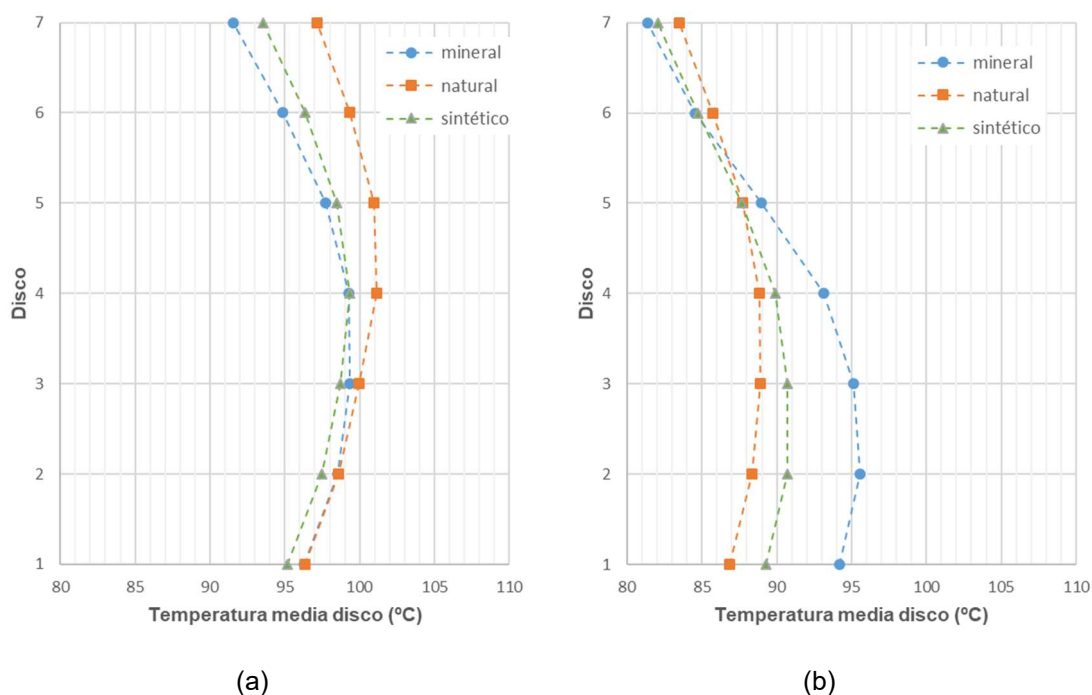
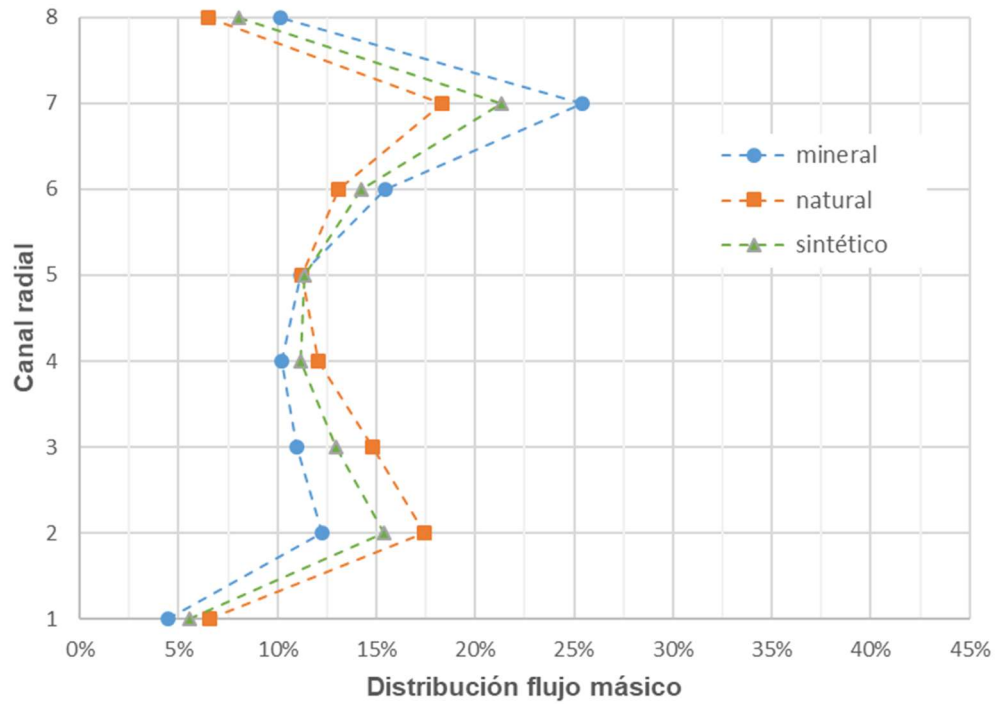
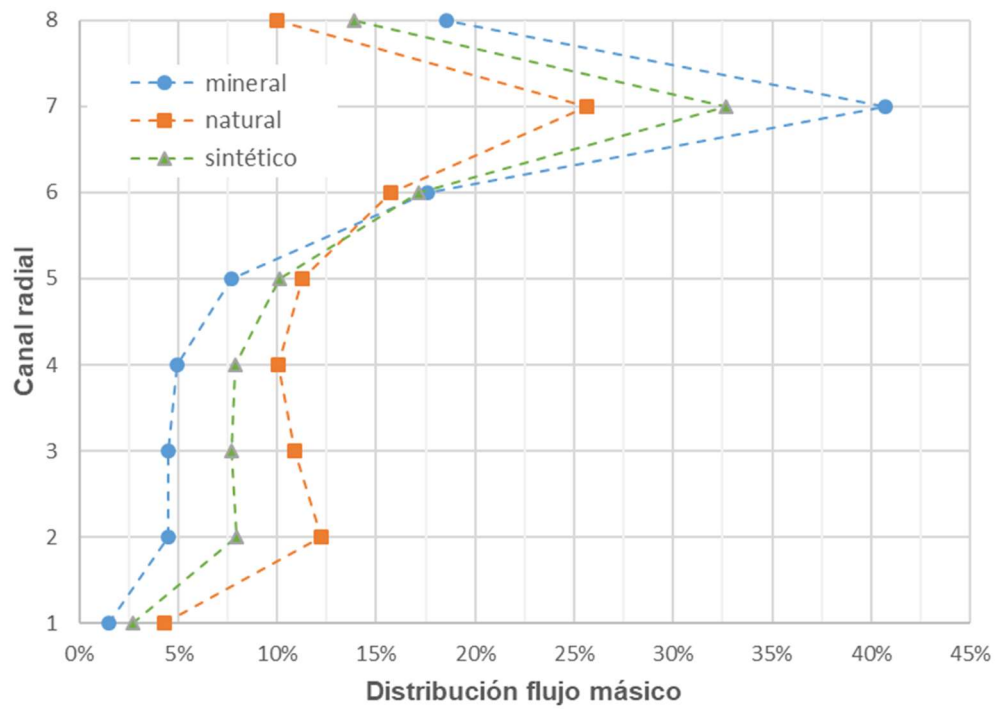


Figura 4.15 Distribución de la temperatura media de los discos. (a) caso ON, (b) caso OD.

En la Figura 4.16 se muestra la nueva distribución del flujo másico por los canales radiales. En este caso se aprecian mayores diferencias en el reparto del flujo másico entre fluidos que en el caso anterior, mostrado en la Figura 4.13. Sin embargo, la mayor parte del flujo pasa por los canales superiores, llegando a superar el 40% en el caso del aceite mineral con circulación OD.



(a)



(b)

Figura 4.16 Distribución del flujo másico por canales radiales. (a) caso ON, (b) caso OD.

Por último, la Tabla 4.4 muestra los resultados de temperaturas medias y máximas de este nuevo análisis, así como la ubicación del punto caliente. Se aprecia que, aunque la distribución del flujo másico tiene ligeros cambios, la posición del punto caliente apenas se ve afectada. Asimismo, se observa que, en el caso ON, las mayores temperaturas las produce el éster natural, al contrario que ocurría en el estudio anterior, mientras que los resultados obtenidos para aceite mineral y éster sintético son similares. Sin embargo, en el caso OD, es el éster natural quien produce las menores temperaturas mientras que el aceite mineral produce las mayores temperaturas. Por último, para este último modo de refrigeración, el éster sintético produce unas temperaturas ligeramente superiores a las producidas en el éster natural.

Tabla 4.4 Resultados del estudio.

	Caso ON			Caso OD		
	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL	T_w (°C)	T_h (°C)	HSL
Mineral	96,8	104,0	Disco 3	90,4	100,1	Disco 2
Natural	99,1	105,9	Disco 4	87,1	92,2	Disco 3
Sintético	97,0	104,0	Disco 4	87,9	94,4	Disco 3



Capítulo 5. Conclusiones



5. Conclusiones

En este capítulo se presentan las conclusiones a las que se ha llegado a partir de los resultados obtenidos en los estudios recogidos en este trabajo. Se expresan conclusiones específicas en función de cada estudio realizado y se derivan de estas las conclusiones generales de la tesis.

5.1. Conclusiones específicas

En primer lugar, en el caso de referencia del apartado 3.5.1 se ha realizado una comparación desde un punto de vista térmico de un aceite mineral y dos ésteres naturales comerciales que fluyen por un devanado tipo disco con refrigeración zigzag de un transformador de potencia.

El estudio se ha realizado empleando un modelo en dos dimensiones. Las condiciones del estudio son establecidas de forma que el flujo másico y la temperatura de entrada del fluido sean las mismas en todos los casos. De esta manera se consigue que, desde un punto de vista térmico, las condiciones sean iguales y la refrigeración del devanado dependa únicamente de las propiedades térmicas del fluido, especialmente del calor específico, y ligeramente de las hidráulicas.

Los resultados obtenidos indican que, aunque las temperaturas de salida de los fluidos son similares, la mayor temperatura de punto caliente es la del aceite mineral. Esto se debe a que el reparto del flujo másico por los canales radiales es más homogéneo en el caso de los ésteres. Este hecho indica que, aunque se haya igualado el flujo másico del fluido, las propiedades del fluido afectan al sistema de refrigeración, principalmente porque el número de Reynolds a la entrada es diferente para cada fluido y este está relacionado con el reparto del flujo másico por los canales radiales. De hecho, el reparto del flujo por los canales radiales es un factor crítico en el sistema de refrigeración, ya que un mal reparto puede dar lugar a discos con temperaturas más elevadas.

Por último, destacar que se aprecia el efecto de las venas calientes, que elevan la temperatura local de los primeros canales radiales de cada paso, aumentando la temperatura del devanado en estos puntos.

Tras estudiar la influencia del tipo de fluido sobre el rendimiento del sistema de refrigeración, en el apartado 3.5.2 se introduce un nuevo factor: la configuración del circuito de refrigeración del devanado. En este apartado se modifica al alza el número

de pasos de los que consta dicho devanado con la finalidad última de determinar la capacidad refrigerante de los líquidos estudiados en diferentes configuraciones.

Al observar las nuevas distribuciones de temperatura y compararlas con el caso original se observa disminución de las temperaturas media y máxima de los devanados. Concretamente la disminución de temperatura observada en el aceite mineral es mayor que la obtenida para los ésteres naturales, dando lugar a temperaturas del punto caliente similares.

Por otro lado, se aprecia que incrementar el número de pasos supone aumentar la pérdida de carga en el circuito de refrigeración. Asimismo, al emplear fluidos de mayor viscosidad como son los ésteres naturales, la pérdida de carga que hay que vencer en las condiciones establecidas es mucho mayor que en el caso del aceite mineral.

De lo anterior se concluye que el tipo de fluido empleado tiene influencia sobre la eficiencia del circuito de refrigeración y por ello se ha de tener en cuenta a la hora del diseño del mismo. Por tanto, la viscosidad del fluido interviene en la determinación del circuito de refrigeración y afecta al factor S recogido en el factor de punto caliente. Asimismo, al modificar la configuración del devanado, aumentando el número de pasos, se aprecia una disminución en la temperatura de los discos producida por un reparto más uniforme en los canales radiales. En contrapartida, se observa que la pérdida de carga en el devanado aumenta al incrementar el número de pasos. Estos dos factores, configuración del devanado y pérdida de carga, modifican la eficiencia del circuito de refrigeración y tienen más impacto cuanto mayor sea la viscosidad del fluido, especialmente el segundo.

Una vez estudiado el tipo de fluido y la configuración del circuito de refrigeración del devanado, el apartado 3.5.3 analiza la influencia del flujo másico sobre la capacidad refrigerante del sistema. Para ello, se ha aumentado su valor de entrada al devanado con respecto al del caso base.

Se observa que al aumentar el flujo másico se reduce la temperatura de salida del aceite, así como las temperaturas de los devanados. Esta reducción de temperaturas es más pronunciada en el caso del aceite mineral. De igual forma, esta variación del flujo másico de entrada cambia su distribución por los canales radiales. Esta distribución, que depende del número de Reynolds en la entrada, varía más en el caso del aceite mineral.

Este hecho produce que la disminución de temperatura observada sea mayor en el caso del aceite mineral que en el de los ésteres naturales.

De esta forma, se concluye que la eficiencia del sistema de refrigeración depende del fluido empleado y de las condiciones de entrada establecidas. Valores como el número de Reynolds a la entrada o la viscosidad del fluido afectan a este parámetro, así como las dimensiones y distribución de los canales axiales y radiales. En cuanto a los fluidos empleados, el comportamiento térmico ofrecido por los ésteres naturales supera al del aceite mineral. Sin embargo, desde el punto de vista hidráulico, las prestaciones ofrecidas por el aceite mineral son muy superiores al del éster natural debido a su menor viscosidad que lleva a una menor pérdida de carga.

De manera análoga a los tres estudios presentados en el apartado 3.5, se han realizado otros dos, presentados en el apartado 3.6, en los cuales se ha comparado el comportamiento termo-hidráulico de un aceite mineral, un éster natural y un éster sintético en una fracción de un devanado de un transformador de potencia con refrigeración zigzag. Este devanado se ha modelado en 2D y en 3D. En ambos modelos se han considerado dos regímenes de refrigeración, ON y OD, definidos por dos velocidades de entrada diferentes y una misma temperatura de entrada.

Los resultados del modelo 2D indican que, para ambas condiciones de entrada, las mayores temperaturas se obtienen para el aceite mineral.

De igual forma que en estudios anteriores se observa que, bajo las condiciones establecidas, las propiedades térmicas de los ésteres permiten mejores prestaciones térmicas que el aceite mineral.

El estudio del modelo 3D corrobora, en líneas generales, los resultados del estudio previo. La única diferencia sustancial entre ambos estudios estriba en que el modelo 3D captura flujo inverso por los canales radiales en el caso de la refrigeración OD. Este flujo inverso supone un sobrecalentamiento de los discos que lo canalizan, localizándose el punto caliente en esa zona. Esta localización difiere de la obtenida en el modelo 2D.

El segundo objetivo de esta tesis, desarrollo de un modelo THNM para el devanado de un transformador de potencia con refrigeración zigzag, requiere de la verificación de dicho modelo, determinando, además, si son necesarias nuevas calibraciones cuando se utilizan fluidos alternativos. Para ello, tras modelar la geometría del apartado 3.6 con esta técnica, se han comparado sus resultados con los obtenidos mediante CFD en dos

dimensiones del apartado 3.6.1. Es necesario señalar que las condiciones de entrada establecidas para ambos modelos son las mismas.

Así, en el apartado 4.5.1. se ha realizado una primera comparación en donde se usa aceite mineral como refrigerante y la red se encuentra calibrada para dicho fluido. A continuación, en el apartado 4.5.2. se ha testado la misma red usando como fluidos dieléctricos los dos líquidos alternativos mencionados en el apartado 3.6.1.

Los resultados de reparto del flujo másico por los canales radiales obtenidos con el modelo THNM concuerdan con los obtenidos mediante CFD, tanto para el aceite mineral como para el resto de fluidos testados. Esta concordancia es tanto mejor cuanto menor sea el número de Reynolds a la entrada, ya que, en estas condiciones, las simplificaciones de los modelos THNM son más precisas.

En cuanto al fenómeno térmico, para ambos tipos de líquidos, las desviaciones que se obtienen son mayores que las que se tienen para flujos másicos, siendo el aceite mineral el que peores resultados consigue. Estas desviaciones se deben a las limitaciones que, desde el punto de vista térmico, tienen los modelos THNM, tales como la captura de venas calientes, siendo la influencia de estos fenómenos tanto mayor cuanto mayor es el número de Reynolds a la entrada.

De esta forma se concluye que el método THNM desarrollado puede considerarse como una buena técnica de modelado térmico del devanado de un transformador cuando se introduce el flujo másico y la temperatura del fluido a la entrada como condiciones de contorno. Este método ofrece resultados similares a los obtenidos con un modelo CFD empleando menos recursos y menor tiempo de computación, del orden de segundos o minutos.

Una vez verificado el modelo THNM desarrollado, se ha utilizado con la misma finalidad que el modelo CFD cuyos resultados se presentan en el apartado 3.6.1: determinar el comportamiento termo-hidráulico de un éster sintético y de un éster natural comparándolos con el de un aceite mineral.

En el apartado 4.6.1 se muestran los resultados de temperaturas, flujos másicos y pérdidas de carga para los tres fluidos. Del estudio de estos resultados se infiere que, aunque el éster natural da lugar a las menores temperaturas, también produce las mayores pérdidas de carga en el devanado.

Por último, el apartado 4.6.2 presenta los resultados de un estudio complementario al anterior, en el cual se reduce la velocidad de entrada de ambos ésteres, de forma que sus pérdidas de carga sean iguales a la del aceite mineral. Bajo esta nueva condición, la capacidad refrigerante del aceite mineral se aproxima e incluso supera, en el régimen ON, a la de los ésteres.

5.2. Conclusiones generales

A continuación, se presentan varias conclusiones generales que se infieren a partir de los estudios realizados en esta tesis.

- La eficiencia del sistema de refrigeración, definida en la norma [1] por el factor S , es un parámetro complejo de analizar y determinar. A partir de los estudios que se han llevado a cabo en esta tesis se ha determinado que depende de la configuración del devanado, del tipo de fluido dieléctrico empleado y de sus condiciones de entrada (temperatura y velocidad) al devanado.
- Los fluidos dieléctricos alternativos basados en ésteres parecen refrigerar mejor que el aceite mineral en devanados tipo disco. Este comportamiento térmico más favorable se debe principalmente a sus mejores propiedades térmicas, tales como calor específico y conductividad térmica, y a un reparto del flujo másico más homogéneo por los canales radiales del devanado, fruto de un número de Reynolds menor a la entrada debido a su mayor viscosidad.
- En contrapartida, los mencionados aceites alternativos tienen peor comportamiento hidráulico que el aceite mineral. Este peor comportamiento se traduce en una mayor pérdida de carga para el mismo flujo másico de entrada. Esta mayor pérdida de carga se debe a la mayor viscosidad de estos fluidos con respecto al aceite mineral.
- Los aceites alternativos basados en ésteres, tanto naturales como sintéticos, pueden ser una buena opción a considerar en casos de circulación forzada, debido a sus buenas propiedades térmicas.
- Los resultados obtenidos con el modelo THNM propuesto en esta tesis corroboran lo expuesto en la bibliografía especializada: los modelos THNM

calibrados son una buena herramienta de análisis térmico, especialmente en las etapas de diseño.

- El modelo THNM propuesto puede utilizarse para el estudio de fluidos dieléctricos alternativos en devanados tipo disco sin necesidad de realizar ninguna modificación en él.



Capítulo 6. Contribuciones y trabajos futuros



6. Contribuciones y trabajos futuros

6.1. Contribuciones

Durante el desarrollo de esta tesis se ha realizado una serie de contribuciones relacionadas con el modelado térmico de transformadores, ligadas directa o indirectamente con el trabajo aquí presentado.

En primer lugar, se presentan las contribuciones ligadas directamente con el trabajo desarrollado en esta tesis, clasificadas en artículos indexados en JCR y ponencias en congresos internacionales.

Artículos indexados en JCR.

- En [66] se ha evaluado el rendimiento de varias configuraciones del circuito refrigerante de un devanado con refrigeración zigzag de un transformador de potencia, usando para ello dos tipos de líquidos dieléctricos: un aceite mineral y dos ésteres naturales.
- En [67] se han comparado dos técnicas numéricas de modelado térmico, CFD y THNM, con la finalidad de verificar la precisión de esta última para su empleo en la etapa de diseño de los devanados de los transformadores. De nuevo, un aceite mineral y dos alternativos, un éster natural y un éster sintético, han sido utilizados como líquidos de testeo en un devanado tipo disco de un transformador de potencia.

Ponencias en Congresos Internacionales.

- En [68] se ha presentado, como una extensión del estudio presentado en [66], la evaluación del impacto que tiene sobre la temperatura de punto caliente la variación del flujo másico de entrada.

A continuación, se presentan aquellos trabajos en los cuales se ha contribuido, gracias a los conocimientos adquiridos en la elaboración de esta tesis sobre modelado térmico de transformadores y manejo de software CFD.

Artículos indexados en JCR.

- En [33] se combina CFD con estudios experimentales. Con la técnica de modelado térmico se predice la temperatura de punto caliente para el caso de diferentes fluidos dieléctricos para, posteriormente, evaluar la degradación que sufre el papel a esas temperaturas con cada fluido.

- En [69] se ha evaluado la vida útil de un transformador combinando CFD con índices de salud. Con la técnica numérica se ha determinado la temperatura de punto caliente del sistema de aislamiento de un transformador de potencia para diferentes líquidos dieléctricos y, a continuación, se han calculado los índices de salud en función de, entre otras variables, dichas temperaturas.

Ponencias en Congresos Internacionales.

- En [70] se ha evaluado la capacidad refrigerante de distintos fluidos en un devanado de un transformador de potencia, concretamente de un éster natural, un éster sintético y un aceite de silicona.

Por último, se presentan los trabajos pertenecientes a otras líneas de investigación en los cuales se ha colaborado aplicando conocimientos sobre modelado térmico y manejo de software CFD, así como de conceptos sobre transformadores.

Artículos indexados en JCR.

- En [71] se ha realizado el modelado mediante CFD de un conductor trifásico prefabricado replicando el test de calentamiento que previamente ha superado un prototipo de dicho conductor, con la finalidad de obtener un modelo 3D que pueda ser empleado para la estimación de las temperaturas durante la fase de diseño.
- En [6] se realiza el estudio sobre la conexión óptima de una subestación de un hospital, en el cual se considera el conectar distinto número de transformadores en paralelo en función de la demanda para minimizar las pérdidas de la subestación.

Ponencias en Congresos Internacionales.

- En [72] se realiza un estudio sobre la pérdida de carga que producen diferentes nanofluidos dieléctricos en el devanado de un transformador de potencia. Se comparan las pérdidas de carga de los mismos en un caso isoterma con sus respectivos fluidos base.

6.2. Líneas de investigación futuras

En este documento se ha presentado el modelado térmico del devanado de transformadores tipo disco considerando diferentes fluidos dieléctricos, especialmente aquellos que se basan en ésteres. Los trabajos realizados en este campo con este tipo de fluidos son escasos y en esta tesis se han realizado una serie de estudios orientados hacia este tópico. Sin embargo, estos primeros estudios deben ser continuados para una implementación de estos fluidos de una manera segura y eficiente. De hecho, existen numerosos tópicos que han de ser estudiados previamente a su uso generalizado. Por ejemplo:

- Estudiar numérica y experimentalmente configuraciones de devanados de transformadores de potencia diferentes a las de tipo disco.
- Estudiar numérica y experimentalmente el comportamiento termo-hidráulico de los fluidos alternativos en los radiadores de transformadores de potencia.
- Realizar estudios experimentales sobre plataformas que representen el devanado de un transformador de potencia en las cuales se empleen fluidos dieléctricos alternativos.
- Realizar modelos numéricos que consideren el ciclo de refrigeración completo del transformador considerando fluidos alternativos.
- Estudios en devanados de transformadores teniendo en cuenta consideraciones térmicas e hidráulicas, en lugar de solo térmicas; es decir, ajustando el flujo másico de entrada según el fluido empleado.
- Continuar los análisis numéricos empleando geometrías tridimensionales, que permitan considerar los efectos de los componentes que no se tienen en cuenta en 2D y buscar una forma más eficiente de realizar el modelado numérico.



Capítulo 7. Referencias



7. Referencias

- [1] L. A. S. Obse, "IEC 60076-7 Loading guide for oil-immersed power transformers," 2011.
- [2] I. Fernández, A. Ortiz, F. Delgado, C. Renedo, and S. Pérez, "Comparative evaluation of alternative fluids for power transformers," *Electr. Power Syst. Res.*, vol. 98, pp. 58–69, 2013.
- [3] J. I. Jeong, J. S. An, and C. S. Huh, "Accelerated aging effects of mineral and vegetable transformer oils on medium voltage power transformers," *IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul.*, vol. 19, no. 1, pp. 156–161, 2012.
- [4] D. Borge-Diez, A. Colmenar-Santos, M. Castro-Gil, and J. Carpio-Ibáñez, "Parallel distribution transformer loss reductions: A proposed method and experimental validation," *Int. J. Electr. Power Energy Syst.*, vol. 49, no. 1, pp. 170–180, 2013.
- [5] P. Picher, F. Torriano, M. Chaaban, S. Gravel, C. Rajotte, and B. Girard, "Optimization of transformer overload using advanced thermal modelling," in *CIGRE Conference*, 2010, pp. 1–11.
- [6] C. J. Renedo, A. Santisteban, F. Ortiz, C. Olmo, and A. Ortiz, "Evaluation of the Optimal Connection of Power Transformers in the Substations of a Hospital," *Energies*, vol. 11, no. 419, 2018.
- [7] G. J. Zhang et al., "Lifetime monitoring and estimation strategy for large power transformer," *Proc. 2008 Int. Conf. Cond. Monit. Diagnosis*, C. 2008, pp. 461–466, 2007.
- [8] IEEE Standards Association, *IEEE Guide for Loading Mineral- Oil-Immersed Transformers and Step-Voltage Regulators*, vol. 2011, no. March. 2012.
- [9] Z. Radaković, U. Radoman, and P. Kostić, "Decomposition of the hot-spot factor," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 30, no. 1, pp. 403–411, 2015.
- [10] M. Daghray, Z. D. Wang, Q. Liu, D. Walker, C. Krause, and G. Wilson, "Experimental investigation of hot spot factor for assessing hot spot temperature in transformers," *CMD 2016 - Int. Conf. Cond. Monit. Diagnosis*, pp. 948–951, 2016.

- [11] W. G. A2.38. CIGRE, Transformer Thermal Modelling Brochure, no. June. 2016.
- [12] Z. Radakovic and D. Kalic, "Results of a novel algorithm for the calculation of the characteristic temperatures in power oil transformers," *Electr. Eng.*, vol. 80, no. August, pp. 205–214, 1997.
- [13] Z. Radakovic and K. Feser, "A new method for the calculation of the hot-spot temperature in power transformers with ONAN cooling," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 18, no. 4, pp. 1284–1292, 2003.
- [14] D. Susa, M. Lehtonen, and H. Nordman, "Dynamic thermal modelling of power transformers," *IEEE Power Eng. Soc. Gen. Meet. 2005.*, vol. 20, no. 1, pp. 197–204, 2005.
- [15] D. Susa and M. Lehtonen, "Dynamic Thermal Modeling of Power Transformers : Further Development — Part I," *October*, vol. 21, no. 4, pp. 1961–1970, 2006.
- [16] D. Susa and M. Lehtonen, "Dynamic Thermal Modeling of Power Transformers: Further Development—Part II," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 21, no. 4, pp. 1971–1980, 2006.
- [17] J. M. Mufuta and E. Van Den Bulck, "Modelling of the mixed convection in the windings of a disc-type power transformer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 5, pp. 417–437, 2000.
- [18] N. El Wakil, N.-C. Chereches, and J. Padet, "Numerical study of heat transfer and fluid flow in a power transformer," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 45, no. 6, pp. 615–626, 2006.
- [19] F. Torriano, M. Chaaban, and P. Picher, "Numerical study of parameters affecting the temperature distribution in a disc-type transformer winding," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 14–15, pp. 2034–2044, 2010.
- [20] F. Torriano, P. Picher, and M. Chaaban, "Numerical investigation of 3D flow and thermal effects in a disc-type transformer winding," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 40, pp. 121–131, 2012.

- [21] J. Gastelurrutia, J. C. Ramos, G. S. Larraona, A. Rivas, J. Izagirre, and L. Del Río, "Numerical modelling of natural convection of oil inside distribution transformers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 4, pp. 493–505, 2011.
- [22] M. A. Tsili, E. I. Amoiralis, A. G. Kladas, and A. T. Souflaris, "Power transformer thermal analysis by using an advanced coupled 3D heat transfer and fluid flow FEM model," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 53, pp. 188–201, 2012.
- [23] A. Skillen, A. Revell, H. Iacovides, and W. Wu, "Numerical prediction of local hot-spot phenomena in transformer windings," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 36, no. 1, pp. 96–105, 2012.
- [24] V. A. Yatsevsky, "Hydrodynamics and heat transfer in cooling channels of oil-filled power transformers with multicoil windings," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 63, no. 1, pp. 347–353, 2014.
- [25] F. Torriano, H. Campelo, M. Quintela, P. Labbé, and P. Picher, "Numerical and experimental thermofluid investigation of different disc-type power transformer winding arrangements," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 69, no. November 2017, pp. 62–72, 2018.
- [26] M. G. Kim, S. M. Cho, and J. K. Kim, "Prediction and evaluation of the cooling performance of radiators used in oil-filled power transformer applications with non-direct and direct-oil-forced flow," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, pp. 392–397, 2013.
- [27] S. B. Paramane, W. Van Der Veken, A. Sharma, and J. Coddé, "Effects of oil leakage on thermal hydraulic characteristics and performance of a disc-type transformer winding," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 98, pp. 1130–1139, 2016.
- [28] S. B. Paramane, K. Joshi, W. Van Der Veken, and A. Sharma, "CFD study on thermal performance of radiators in a power transformer: Effect of blowing direction and offset of fans," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 29, no. 6, pp. 2596–2604, 2014.
- [29] S. B. Paramane, W. Van Der Veken, and A. Sharma, "A coupled internal-external flow and conjugate heat transfer simulations and experiments on radiators of a transformer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 103, pp. 961–970, 2016.

- [30] G. R. Rodriguez, L. Garelli, M. Storti, D. Granata, M. Amadei, and M. Rossetti, "Numerical and experimental thermo-fluid dynamic analysis of a power transformer working in ONAN mode," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, pp. 1271–1280, 2017.
- [31] T. W. Park and S. H. Han, "Numerical analysis of local hot-spot temperatures in transformer windings by using alternative dielectric fluids," *Electr. Eng.*, vol. 97, no. 4, pp. 261–268, 2015.
- [32] R. Lecuna, F. Delgado, A. Ortiz, P. B. Castro, I. Fernández, and C. J. Renedo, "Thermal-fluid characterization of alternative liquids of power transformers: A numerical approach," *IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul.*, vol. 22, no. 5, pp. 2522–2529, 2015.
- [33] I. Fernández et al., "Thermal degradation assessment of Kraft paper in power transformers insulated with natural esters," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 104, pp. 129–138, 2016.
- [34] A. J. Oliver, "Estimation of transformer winding temperatures and coolant flows using a general network method," *Proc. Inst. Elec. Eng.*, vol. 127, pp. 395–405, 1980.
- [35] A. J. Oliver, "A General Method for Predicting the Flows and Temperature in a Network of Interconnecting Ducts," in *2nd International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems Proc.*, 1981, pp. 622–635.
- [36] P. J. Burton, J. Graham, A. C. Hall, J. A. Laver, and A. J. Oliver, "Recent Developments by CEGB to Improve the Prediction and Monitoring of Transformer Performance," in *International Conference on Large High Voltage Electric System*, 1984.
- [37] E. P. Childs, "Flow Maldistribution in Disc-Type Power Transformer Windings," in *the 24th National Heat Transfer Conference and Exhibition*, 1987, pp. 137–143.
- [38] R. M. Del Vecchio and P. Feghali, "Thermal model of a disk coil with directed oil flow," *1999 IEEE Transm. Distrib. Conf.*, pp. 914–919 vol.2, 1999.

- [39] M. Yamaguchi, T. Kumasaka, and S. Ono, "The flow rate in a self-cooled transformer," *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, vol. 100, no. 3, pp. 956–963, 1981.
- [40] J. Declercq and W. van der Veken, "Accurate hot spot modeling in a power transformer leading to improved design and performance," 1999 *IEEE Transm. Distrib. Conf.*, vol. 2, pp. 920–924 vol.2, 1999.
- [41] P. H. G. Allen and E. P. Childs, "Conjugated Heat Transfer in Disc-Type Power Transformer Windings," in *IHTC-8*, 1986, pp. 17–22.
- [42] L. Imre, I. Szabo, and A. Bitai, "Determination of the Steady State Temperature Field in Naturally Oil-Cooled Disc-Type Transformers," in *IHTC-6*, 1978, pp. 7–11.
- [43] L. Imre, A. Bitai, and P. Csenyi, "Thermal Transient Analysis of OFAF Transformers by Numerical Methods," in *2nd International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems Proc.*, 1981, pp. 7–10.
- [44] L. Imre, A. Bitai, and P. Csenyi, "Numerical Analysis of Transient Heat and Mass Flow Networks using Subsystem Functions," in *3rd International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems Proc.*, 1983.
- [45] R. Sarunac, "Non-Linear Heat and Mass Transfer of Composite Device of Oil-Immersed Self-Cooled Power Transformers using General Network Model," in *International Conference on Numerical Methods for Non-linear Problems Proc.*, 1986, pp. 1035–1047.
- [46] R. Sarunac, "Numerical Calculation of the Winding Temperatures and Coolant Flows in Power Transformer," in *6th International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems Proc.*, 1989, pp. 1644–1654.
- [47] L. W. Pierce, "Predicting hottest spot temperatures in ventilated dry type transformer windings," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 9, no. 2, pp. 1160–1172, 1994.
- [48] L. W. Pierce and T. Holifield, "A thermal model for optimized distribution and small power transformer design," 1999 *IEEE Transm. Distrib. Conf.*, pp. 925–929 vol.2, 1999.
- [49] S. V. Preiningerova and M. Pivrnec, "Temperature distribution in the coil of a transformer winding," *Proc. Inst. Electr. Eng.*, vol. 124, no. 3, p. 218, 1977.

- [50] S. V. Preiningerova, V. Kahoun, and I. Dolezel, "Thermal Analysis of Large Oil-Immersed Transformer Windings," *Elec. Mach. Power Syst*, vol. 8, no. 2, pp. 89–102, 1983.
- [51] P. Venkateswarlu and A. R. Prasad, "Numerical Prediction of the Temperature Distribution in the Coils of a Transformer Winding," in *Session papers & Proc. CIGRE*, 1984.
- [52] R. Sarunac and M. Pavlicevic, "Numerical Solution of Temperature Field in the Coil of a Disc-Rebel Type Transformer Winding," in *4th International Conference on Numerical Methods in Thermal Problems Proc.*, 1985, pp. 15–18.
- [53] I. T. Carstea, "Program for Heat Transfer Analysis in Electrical Transformers," *Modelling, Measurement and Control A*, vol. 54, no. 4, pp. 57–64, 1994.
- [54] I. T. Carstea, "Program for Heat Transfer Analysis in Large Power Transformer Windings," *Modelling, Measurement and Control A*, vol. 57, no. 1–3, pp. 31–39, 1994.
- [55] J. Zhang, X. Li, and M. Vance, "Experiments and modeling of heat transfer in oil transformer winding with zigzag cooling ducts," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 1, pp. 36–48, 2008.
- [56] Z. R. Radakovic and M. S. Sorgic, "Basics of detailed thermal-hydraulic model for thermal design of oil power transformers," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 25, no. 2, pp. 790–802, 2010.
- [57] Z. Radakovic, M. Sorgic, W. Van Der Veken, and G. Claessens, "Ratings of oil power transformer in different cooling modes," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 27, no. 2, pp. 618–625, 2012.
- [58] H. M. R. Campelo, L. F. Braña, and X. M. Lopez-Fernandez, "Thermal hydraulic network modelling performance in real core type transformers," *Proc. - 2014 Int. Conf. Electr. Mach. ICEM 2014*, pp. 2275–2281, 2014.

- [59] M. Quintela, H. Campelo, F. Torriano, P. Labbé, and P. Picher, "Assumptions and Numerical Parameters Influencing the Accuracy of Thermal Models for Core-Type Power Transformer," International Colloquium "Transformer Research and Asset Management", May, 2017.
- [60] W. Wu, Z. D. Wang, A. Revell, H. Iacovides, and P. Jarman, "Computational fluid dynamics calibration for network modelling of transformer cooling oil flows – Part I heat transfer in oil ducts," IET Electr. Power Appl., vol. 6, no. 1, p. 19, 2012.
- [61] W. Wu, Z. D. Wang, A. Revell, and P. Jarman, "Computational fluid dynamics calibration for network modelling of transformer cooling flows – Part II: pressure loss at junction nodes," IET Electr. Power Appl., vol. 6, no. 1, p. 28, 2012.
- [62] J. Coddé, W. Van Der Veken, and M. Baelmans, "Assessment of a hydraulic network model for zig-zag cooled power transformer windings," Appl. Therm. Eng., vol. 80, pp. 220–228, 2015.
- [63] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi, and W. W. Huebsch, Fundamentals of Fluid Mechanics. 2009.
- [64] ANSYS FLUENT 13 User's Guide, Ansys Fluent Theory Guide, vol. 15317, no. November. 2013.
- [65] A. Ortiz, F. Delgado, F. Ortiz, I. Fernández, and A. Santisteban, "The aging impact on the cooling capacity of a natural ester used in power transformers," Appl. Therm. Eng., vol. 144, no. July, pp. 797–803, 2018.
- [66] A. Santisteban, F. Delgado, A. Ortiz, I. Fernandez, C. J. Renedo, and F. Ortiz, "Numerical analysis of the hot-spot temperature of a power transformer with alternative dielectric liquids," IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul., vol. 24, no. 5, pp. 3226–3235, 2017.
- [67] A. Santisteban et al., "Thermal Modelling of a Power Transformer Disc Type Winding Immersed in Mineral and Ester-based Oils Using Network Models and CFD," unpublished
- [68] A. Santisteban, F. O. Fernández, I. Fernández, F. Delgado, A. Ortiz, and C. J. Renedo, "Thermal analysis of natural esters in a low-voltage disc-type winding of a power transformer," 2017 IEEE 19th Int. Conf. Dielectr. Liq., pp. 1–4, 2017.

- [69] F. O. Fernández, A. Ortiz, F. Delgado, I. Fernández, A. Santisteban, and A. Cavallini, "Transformer health indices calculation considering hot-spot temperature and load index," *IEEE Electr. Insul. Mag.*, vol. 33, no. 2, pp. 35–43, 2017.
- [70] A. Santisteban, F. Delgado, A. Ortiz, I. Fernandez, and C. J. Renedo, "Numerical study of the cooling capacity of several alternative liquids in zig-zag cooling system of a power transformer," in *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, no. 14, pp. 397–402, 2016.
- [71] F. Delgado, C. J. Renedo, A. Ortiz, I. Fernández, and A. Santisteban, "3D thermal model and experimental validation of a low voltage three-phase busduct," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 1643–1652, 2017.
- [72] A. Santisteban, A. Ortiz, F. Delgado, C. Fernández, and J. Sanz, "Hydraulic assessment of nanofluids based on mineral oil and natural ester in windings of power transformers," in *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, 2018, no. 16, pp. 38–41.